



Universidad
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Mecánica

PROYECTO FIN DE CARRERA

DISEÑO DE UN ELEVADOR DE OBRA ACCIONADO MEDIANTE UN SISTEMA DE PIÑÓN-CREMALLERA

Autor: David Merino Álvarez

Tutor: Higinio Rubio Alonso

Leganés, Julio de 2015

Título: Diseño de un elevador de obra accionado mediante un sistema de piñón-cremallera.

Autor: David Merino Álvarez

Tutor: Higinio Rubio Alonso

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día 23 de Julio de 2015 en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de:

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

A mis padres, quienes me han dado la mejor educación y a los que debo lo que soy.

A mi mujer, que me ha infundado ánimo con su vitalidad y positivismo durante 8 años.

Y a mi hija, que es el motor de mi vida.

Resumen

En el presente proyecto fin de carrera se presenta el diseño de un elevador de obra accionado mediante un sistema piñón-cremallera, basando el protocolo de cálculos en lo establecido en la norma UNE-EN 12159 Marzo 2013: Elevadores de obras de construcción para pasajeros y carga con caja guiada verticalmente.

Para el análisis estructural se utilizó un programa basado en el método de elementos finitos MEF, Algor V18, con el cual se calcularon las tensiones y deformaciones máximas a las que se verían sometidos los componentes mecánicos más importantes del elevador. Estos modelos estudiados se diseñaron mediante un programa de diseño asistido por computador CAD, Catia V5R17, y posteriormente se importaron a Algor para su análisis.

Los resultados obtenidos de las simulaciones tras imponer las condiciones de funcionamiento más desfavorables posibles para el elevador permitieron justificar el modelo, cumpliendo los requerimientos de la norma vigente para este tipo de maquinaria.

Palabras clave: piñón-cremallera, MEF, FEA, CAD, norma UNE-EN 12159 Marzo 2013, dispositivos de seguridad.

Abstract

In this final project is shown the design of a mastclimber hoist driven by a rack-pinion system. All the calculations used in this document are based on the European Standard EN 12159 March 2013: builders hoists for persons and materials with vertically guided cages.

To analyze the steel structures it has been used a program based on finite element analysis (FEA), Algor V18, which allowed to calculate the maximum stresses and strains of the most important mechanical components of the hoist. The models were designed using a Computer Aided Design (CAD) software, Catia V5R17, and then they were imported to Algor for analyzing them.

The results gotten, considering the worst working conditions for the hoist, allowed to justify the model against the requirements of the European standard for this type of machinery.

Keywords: rack-pinion, FEM, FEA, CAD, European Standard EN 12159 March 2013, safety devices.



ÍNDICE GENERAL

CAPÍTULO I INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. ÁMBITO.....	1
1.2. OBJETIVOS.....	4
1.3. ESTRUCTURA DE LA MEMORIA.	5
CAPÍTULO II ANTECEDENTES DE LOS SISTEMAS DE ELEVACIÓN.....	6
2.1. TECNOLOGÍAS DE ELEVACIÓN.....	6
2.2. FUNCIONAMIENTO DE UN ELEVADOR DE OBRA ACCIONADO MEDIANTE UN SISTEMA PIÑÓN-CREMALLERA. COMPONENTES PRINCIPALES.....	13
CAPÍTULO III SOFTWARE EMPLEADO.....	16
3.1. INTRODUCCIÓN.....	16
3.2. CATIA V5.....	16
3.2.1. DESCRIPCIÓN DEL ENTORNO DE TRABAJO EN CATIA V5. MODELADO Y CREACIÓN DE PLANOS.....	17
3.2.2. EXPORTACIÓN DE LOS MODELOS CREADOS EN CATIA V5.	21
3.3. ALGOR.....	22
3.3.1. DESCRIPCIÓN DEL ENTORNO DE TRABAJO EN ALGOR V18.....	22
CAPÍTULO IV METODOLOGÍA.....	27
4.1. METODOLOGÍA A SEGUIR.....	27
CAPÍTULO V DISEÑO DEL DISPOSITIVO.....	36
5.1. DEFINICIÓN DEL MÁSTIL Y DE LA CREMALLERA.....	36
5.2. DEFINICIÓN DE LA ATADURA DEL MASTIL O ARRIOSTRE.....	43
5.3. DEFINICIÓN DEL MARCO BASE.....	43
5.4. DEFINICIÓN DEL PIÑÓN.....	44
5.5. ELECCION DE LOS MOTO-REDUCTORES.....	44
5.5.1. TIPOS DE REDUCTORES Y MOTORES.....	44
5.5.2. CÁLCULO DE LOS MOTO-REDUCTORES REQUERIDOS.....	48
5.6. DEFINICIÓN DEL GRUPO MOTOR.....	65
5.7. DEFINICIÓN DE LA CAJA.....	68
5.8. DEFINICIÓN DE LOS SISTEMAS DE SEGURIDAD.....	69
5.8.1. RECINTO BASE DE SEGURIDAD.....	70



5.8.2.	MICRO DE FINAL DE CARRERA DE ASCENSO.	70
5.8.3.	MICRO DE FINAL DE CARRERA DE DESCENSO.	70
5.8.4.	MICRO DE EMERGENCIA DE FINAL DE CARRERA DE ASCENSO/DESCENSO.	71
5.8.5.	INDUCTIVO DE DETECCIÓN DE MÁSTIL.	71
5.8.6.	MICRO DE CIERRE ELECTROMECÁNICO DE LAS PUERTAS DE EMBARCO/DESEMBARCO DEL ELEVADOR.	71
5.8.7.	MICRO DE LA TRAMPILLA DE ACCESO AL TECHO DE LA CAJA.	71
5.8.8.	MICRO DE LA TRAMPILLA DE MONTAJE/DESMONTAJE DE MÁSTILES Y ARRIOSTRES.	71
5.8.9.	BARANDILLAS DEL TECHO DE LA CAJA.	71
5.8.10.	MOTORES AUTOFRENANTES.	72
5.8.11.	DISPOSITIVO DE DETECCIÓN DE SOBRECARGA.	72
5.8.12.	DISPOSITIVO DE EMERGENCIA DE DESCENSO MANUAL.	72
5.8.13.	CUADRO DE CONTROL CON SETA DE EMERGENCIA Y LLAVE DE MICRO DE BLOQUEO.	73
5.8.14.	DISPOSITIVO DE SOBREVOLOCIDAD: PARACAIDAS.	73
5.8.15.	SISTEMA ANTI-DESCARRILAMIENTO DE LA CAJA.	74
CAPÍTULO VI RESULTADOS. VERIFICACIÓN DE LA NORMA.		75
6.1.	VERIFICACIÓN DEL MODELO VIRTUAL CON LA NORMA.	75
CAPÍTULO VII CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.		161
7.1.	CONCLUSIONES.	161
7.2.	TRABAJOS FUTUROS.	164
CAPÍTULO VIII PRESUPUESTO.		165
8.1.	INTRODUCCIÓN:	165
8.2.	CÁLCULO DE LOS COSTES Y VALOR FINAL DEL PRESUPUESTO.	165
CAPÍTULO IX BIBLIOGRAFÍA.		167
ANEXOS.		169
INTRODUCCIÓN.		169
ANEXO I: CLASIFICACIÓN DE LOS ACEROS.		169
ANEXO II: HOJA DE ESPECIFICACIONES DEL RODAMIENTO ESCOGIDO.		171
ANEXO III: PLANOS.		172



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1.1 Elevador de obra mono-cabina instalado en la fachada de un rascacielos en construcción	2
Figura 2.1.1 Grúa torre.....	6
Figura 2.1.2 Grúa portuaria	7
Figura 2.1.3 Grúa telescópica	7
Figura 2.1.4 Elevador hidráulico de tijera	7
Figura 2.1.5 Andamio colgante de cable	8
Figura 2.1.6 Puente grúa	8
Figura 2.1.7 Ascensor de edificio.....	9
Figura 2.1.8 Andamio motorizado mono-mástil.....	9
Figura 2.1.9 Andamio motorizado mono-mástil, instalación en fachada	9
Figura 2.1.10 Andamio motorizado bi-mástil, instalación en fachada.....	10
Figura 2.1.11 Andamio motorizado bi-mástil	10
Figura 2.1.12 Montacargas.....	10
Figura 2.1.13 Plataforma de transporte.....	11
Figura 2.1.14 Ascensor de obra para personas y materiales bi-cabina	11
Figura 2.1.15 Ascensor de obra para personas y materiales mono-cabina	11
Figura 2.1.16 Ascensores de obra instalados en el rascacielos BURJ KHALIFA	12
Figura 2.2.1 Componentes principales de un elevador de obra accionado mediante un sistema piñón-cremallera	13
Figura 3.2.1 Catia V5	16
Figura 3.2.2 Acceso al módulo Part Design	17
Figura 3.2.3 Acceso al módulo Assembly Design	17
Figura 3.2.4 Acceso al módulo Drafting	17
Figura 3.2.5 Entorno gráfico de Catia V5 para los módulos Part Design y Assembly Design	18
Figura 3.2.6 Barra de herramientas Profile	18
Figura 3.2.7 Barra de herramientas Profile totalmente desplegada	18
Figura 3.2.8 Barra de herramientas Constraint totalmente desplegada	19
Figura 3.2.9 Barra de herramientas Sketch-Based Features totalmente desplegada	19
Figura 3.2.10 Entorno gráfico de Catia V5 para el módulo Drafting.....	20
Figura 3.2.11 Barra de herramientas Views totalmente desplegada	20
Figura 3.2.12 Barra de herramientas Dimensioning totalmente desplegada	21
Figura 3.2.13 Barra de herramientas Annotations totalmente desplegada	21
Figura 3.2.14 Exportación de los modelos creados en Catia V5.....	21
Figura 3.3.1 Algor.....	22
Figura 3.3.2 Importación de archivos STEP a Algor	23
Figura 3.3.3 Elección del tipo de análisis.....	23
Figura 3.3.4 Elección del mallado	23
Figura 3.3.5 Pestaña CAD Solid Model.....	24
Figura 3.3.6 Pestaña FEA editor.....	25



Figura 3.3.7 Pestaña Results.....	25
Figura 3.3.8 Pestaña Report	26
Figura 4.1.1 Coeficientes de seguridad para estructuras de acero (Apartado 5.2.3 de la norma)	34
Figura 5.1.1 Mástil triangular - Vista en planta	36
Figura 5.1.2 Mástil triangular - Vista 3D.....	36
Figura 5.1.3 Mástil cuadrado. Vista en planta	36
Figura 5.1.4 Mástil cuadrado. Vista 3D	36
Figura 5.1.5 Sección cuadrada sometida a torsión	37
Figura 5.1.6 Contra-rodillo en contacto directo con la cremallera del mástil.....	39
Figura 5.1.7 Dimensiones generales y disposición del mástil. Vista 3D	40
Figura 5.1.8 Disposición de la cremallera y fijación de la misma al mástil. Vista en planta	41
Figura 5.1.9 Superficies de rodadura del mástil y puntos de anclaje del arriostre. Vista en planta	41
Figura 5.1.10 Unión entre mástiles con tetones centradores	42
Figura 5.1.11 Unión entre mástiles con tornillo y tuerca. Continuidad del paso de la cremallera	42
Figura 5.2.1 Fijación del arriostre al mástil y al forjado	43
Figura 5.3.1 Fijación de la base a la zapata de hormigón y colocación del primer mástil	44
Figura 5.5.1 Reductor de ejes coaxiales	45
Figura 5.5.2 Reductor de ejes paralelos	45
Figura 5.5.3 Reductor de engranajes cónicos.....	46
Figura 5.5.4 Reductor sin fin con pre-reducción helicoidal.....	46
Figura 5.5.5 Clasificación de los motores en función de su eficiencia energética.....	48
Figura 5.5.6 Curvas f-V para motores operando por encima de su frecuencia nominal	49
Figura 5.5.7 Factor de servicio mínimo	61
Figura 5.5.8 Grado de carga	61
Figura 5.5.9 Posición de montaje del reductor de ejes paralelos.....	62
Figura 5.5.10 Posición de montaje del reductor de ejes paralelos con caja de bornas girada 90 grados.....	62
Figura 5.5.11 Dimensiones generales del moto-reductor seleccionado.....	63
Figura 5.5.12 Componentes principales de un motor eléctrico	64
Figura 5.6.1 Conjunto soldado del grupo motor. Vista frontal 3D	66
Figura 5.6.2 Conjunto soldado del grupo motor. Vista trasera 3D	66
Figura 5.6.3 Grupo motor. Vista trasera 3D	66
Figura 5.6.4 Grupo motor. Vista frontal 3D	66
Figura 5.6.5 Engrane del grupo motor con los mástiles. Vista lateral	67
Figura 5.6.6 Engrane del grupo motor con los mástiles. Vista 3D	67
Figura 5.6.7 Engrane del grupo motor con los mástiles. Vista planta	67
Figura 5.6.8 Caja de rodillo. Vista en sección	67
Figura 5.6.9 Caja de rodillo. Vista 3D	67
Figura 5.6.10 Conjunto de rodillos superior.....	67
Figura 5.6.11 Conjunto de rodillos inferior	68
Figura 5.6.12 Contra-rodillos. Vista frontal	68



Figura 5.7.1 Puntos de unión de la caja y el grupo motor a través de los bulones de carga.	
Posición de los rodillos en la caja.	69
Figura 5.8.1 Ejemplo de micro interruptor de final de carrera con cabeza de roldana	70
Figura 5.8.2 Bulón de carga y pantalla	72
Figura 5.8.3 Dispositivo paracaídas	73
Figura 5.8.4 Posición del paracaídas en la caja.....	73
Figura 5.8.5 Topes anti-descarrilamiento de la caja	74
Figura 5.8.6 Posición de los topes anti-descarrilamiento de la caja	74
Figura 6.1.1 Topes progresivos LEVAFLEX y EVIDGOM.	77
Figura 6.1.2 Posiciones de montaje del paracaídas.	81
Figura 6.1.3 Dimensiones generales del paracaídas	81
Figura 6.1.4 Ejemplo de carga más desfavorable (Figura 2 de la norma)	83
Figura 6.1.5 Carga uniformemente distribuida, con centro de gravedad alineado con el plano ZY de simetría del mástil y alejado en el eje Y lo máximo posible de éste.	85
Figura 6.1.6 Carga uniformemente distribuida, con centro de gravedad desalineado en el eje X lo máximo posible hacia la derecha respecto del plano ZY de simetría del mástil	87
Figura 6.1.7 Carga uniformemente distribuida, con centro de gravedad desalineado en el eje X lo máximo posible hacia la izquierda respecto del plano ZY de simetría del mástil.....	89
Figura 6.1.8 Distribución de las tensiones para el caso de carga la en el primer prototipo	91
Figura 6.1.9 Diseño del prototipo final del mástil	92
Figura 6.1.10 Diseño del arriostre prototipo final	92
Figura 6.1.11 Diseño del arriostre prototipo inicial	92
Figura 6.1.12 Tensión máxima para el caso de carga la, distribución de carga 1	93
Figura 6.1.13 Distribución de las tensiones para el caso de carga la	93
Figura 6.1.14 Tensión máxima para el caso de carga la, distribución de carga 3	94
Figura 6.1.15 Modelo mallado con las cargas aplicadas para el caso de carga la	94
Figura 6.1.16 Modelo mallado con las cargas aplicadas para el caso de carga la	94
Figura 6.1.17 Distribución de las tensiones para el caso de carga la, arriostre	96
Figura 6.1.18 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga la, vista frontal	96
Figura 6.1.19 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga la, vista en planta	97
Figura 6.1.20 Prototipo definitivo del suelo de la caja	97
Figura 6.1.21 Prototipo inicial del suelo de la caja	97
Figura 6.1.22 Modelo mallado con las cargas aplicadas para el caso de carga lb	98
Figura 6.1.23 Distribución de las tensiones para el caso de carga lb.....	99
Figura 6.1.24 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga lb. Vista 3D.....	99
Figura 6.1.25 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga lb. Vista lateral 2D ...	99
Figura 6.1.26 Figura 4 de la norma, ejemplo de fuerza durante carga y descarga.....	100
Figura 6.1.27 Caso de carga IIa, supuesto de carga 1: descarga en la planta baja	101
Figura 6.1.28 Caso de carga IIa, supuesto de carga 2: carga en la planta baja	103
Figura 6.1.29 Caso de carga IIa, supuesto de carga 3: descarga en una planta determinada ..	105
Figura 6.1.30 Caso de carga IIa, supuesto de carga 4: carga en una planta determinada	107
Figura 6.1.31 Modelo mallado con las cargas aplicadas para el caso de carga IIa	109
Figura 6.1.32 Modelo mallado con las cargas aplicadas para el caso de carga IIa	109
Figura 6.1.33 Distribución de las tensiones para el caso de carga IIa.....	109



Figura 6.1.34 Distribución de las tensiones para el caso de carga IIa, primer mástil y base	110
Figura 6.1.35 Distribución de las tensiones para el caso de carga IIa, arriostre.....	111
Figura 6.1.36 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IIa, vista frontal	112
Figura 6.1.37 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IIa, vista en planta ..	112
Figura 6.1.38 Modelo mallado con las cargas aplicadas para el caso de carga IIb	113
Figura 6.1.39 Distribución de las tensiones para el caso de carga IIb.....	114
Figura 6.1.40 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IIb. Vista 3D.....	114
Figura 6.1.41 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IIb. Vista trasera	114
Figura 6.1.42 Caso de carga IIIa, carga uniformemente distribuida en toda la superficie del suelo de la caja	116
Figura 6.1.43 Modelo mallado con las cargas aplicadas para el caso de carga IIIa	117
Figura 6.1.44 Modelo mallado con las cargas aplicadas para el caso de carga IIIa	117
Figura 6.1.45 Distribución de las tensiones para el caso de carga IIIa	117
Figura 6.1.46 Distribución de las tensiones para el caso de carga IIa, primer mástil y base	118
Figura 6.1.47 Distribución de las tensiones para el caso de carga IIIa, arriostre.....	119
Figura 6.1.48 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IIa, vista frontal	119
Figura 6.1.49 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IIa, vista en planta ..	120
Figura 6.1.50 Modelo mallado con las cargas aplicadas para el caso de carga IIIb	120
Figura 6.1.51 Distribución de las tensiones para el caso de carga IIIb.....	121
Figura 6.1.52 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IIIb. Vista 3D.....	121
Figura 6.1.53 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IIIb. Vista lateral	122
Figura 6.1.54 Caso de carga IVa, cargas producidas por la actuación del dispositivo de sobrevelocidad (paracaídas).....	123
Figura 6.1.55 Modelo mallado con las cargas aplicadas para el caso de carga IVa	125
Figura 6.1.56 Modelo mallado con las cargas aplicadas para el caso de carga IVa	125
Figura 6.1.57 Distribución de las tensiones para el caso de carga IVa.....	125
Figura 6.1.58 Distribución de las tensiones para el caso de carga IVa, primer mástil y base ...	126
Figura 6.1.59 Distribución de las tensiones para el caso de carga IVa, arriostre	127
Figura 6.1.60 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IVa, vista frontal	128
Figura 6.1.61 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IVa, vista en planta .	128
Figura 6.1.62 Prototipo definitivo del grupo motor. Vista trasera	129
Figura 6.1.63 Prototipo definitivo del grupo motor. Vista delantera	129
Figura 6.1.64 Cargas aplicadas al grupo motor para el caso de carga IVa. Vista frontal	129
Figura 6.1.65 Cargas aplicadas al grupo motor para el caso de carga IVa. Vista 3D.....	129
Figura 6.1.66 Distribución de las tensiones en el grupo motor para el caso de carga IVa. Vista frontal.....	130
Figura 6.1.67 Distribución de las tensiones en el grupo motor para el caso de carga IVa. Vista trasera	130
Figura 6.1.68 Tensión máxima para el caso de carga IVa.....	131
Figura 6.1.69 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IVa en el grupo motor, vista lateral	132
Figura 6.1.70 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IVa en el grupo motor, vista en planta	132
Figura 6.1.71 Rodamiento rígido de bolas obturado	132



Figura 6.1.72 Valor básico a_{23II}	135
Figura 6.1.73 Viscosidad relativa del lubricante en función del diámetro medio y la velocidad	136
Figura 6.1.74 Viscosidad de servicio del lubricante en el área de contacto de rodadura.....	138
Figura 6.1.75 Valor de K_1	138
Figura 6.1.76 Valor de K_2	138
Figura 6.1.77 Modelo mallado con las cargas aplicadas para el caso de carga IVb.....	139
Figura 6.1.78 Distribución de las tensiones para el caso de carga IVb	139
Figura 6.1.79 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IVb. Vista 3D	140
Figura 6.1.80 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IVb. Vista lateral	140
Figura 6.1.81 Modelo mallado con las cargas aplicadas para el caso de carga Va-1.....	142
Figura 6.1.82 Distribución de las tensiones para el caso de carga Va-1	142
Figura 6.1.83 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga Va-1. Vista 3D	143
Figura 6.1.84 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga Va-1. Vista Lateral ..	143
Figura 6.1.85 Modelo mallado con las cargas aplicadas para el caso de carga Va-2.....	144
Figura 6.1.86 Distribución de las tensiones para el caso de carga Va-2	144
Figura 6.1.87 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga Va-2. Vista 3D	145
Figura 6.1.88 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga Va-2. Vista Lateral ..	145
Figura 6.1.89 Engrane correcto del diente del piñón (Figura 8 de la norma)	154
Figura 6.1.90 Figura 10 de la norma, engrane correcto del diente	154
Figura 6.1.91 Engrane mínimo del diente del piñón (Figura 9 de la norma).....	155
Figura 6.1.92 Engrane mínimo del diente (Figura 11 de la norma)	155



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4.1.1 Peligros relativos al diseño y construcción generales de elevadores de obra para personas y materiales (Tabla 1 de la norma)	30
Tabla 4.1.2 Peligros relativos al diseño y construcción generales de elevadores de obra para personas y materiales (Tabla 1 bis de la norma)	31
Tabla 4.1.3 Peligros particulares respecto a la movilidad y/o a la disponibilidad de elevación de carga de los elevadores de obra para personas y materiales (Tabla 2 de la norma).....	32
Tabla 4.1.4 Peligros particulares respecto a la movilidad y/o a la disponibilidad de elevación de carga de los elevadores de obra para personas y materiales (Tabla 3 de la norma).....	32
Tabla 4.1.5 Casos de carga (Tabla 7 de la norma)	33
Tabla 4.1.6 Coeficientes de seguridad para estructuras de acero (Tabla 5 de la norma)	34
Tabla 5.1.1 Tensiones máximas de cortadura y ángulo de torsión por unidad de longitud para secciones triangulares y cuadradas	37
Tabla 5.5.1 Tallas de las carcasas para motores en función del diámetro del eje de salida, potencia y número de la brida	47
Tabla 5.5.2 Deslizamientos en motores trifásicos asíncronos de jaula de ardilla alimentados de manera convencional.....	51
Tabla 5.5.3 Factor de fuerza radial f_z	52
Tabla 5.5.4 Par necesario para elevar la carga y fuerza radial en el eje	53
Tabla 5.5.5 Nomenclatura del catálogo de reductores.....	54
Tabla 5.5.6 Catálogo de reductores de ejes paralelos	55
Tabla 5.5.7 Catálogo de reductores sin fin corona con pre-reducción helicoidal	57
Tabla 5.5.8 Catálogo de reductores coaxiales	58
Tabla 5.5.9 Catálogo de reductores de engranajes cónicos.....	59
Tabla 5.5.10 Resumen de los posibles reductores.....	60
Tabla 5.5.11 Número de etapas de reducción de la reductora seleccionada	62
Tabla 5.5.12 Combinaciones de frenos estándar para motores de 4 polos	65
Tabla 6.1.1 Tope progresivo LEVAFLEX.	77
Tabla 6.1.2 Tope progresivo EVIDGOM.....	78
Tabla 6.1.3 Características técnicas de los paracaídas del catálogo del fabricante.....	81
Tabla 6.1.4 Factor a_1 de probabilidad de fallo del rodamiento	135
Tabla 6.1.5 Selección de la grasa del rodamiento	137
Tabla 7.1.1 Resumen de casos de carga vs coeficientes de seguridad en el límite elástico	163
Tabla 8.2.1 Costes de personal.....	165
Tabla 8.2.2 Costes de equipos informáticos y licencias de software	166
Tabla 8.2.3 Otros costes	166
Tabla 8.2.4 Costes totales y valor final del presupuesto.....	166
Tabla Anexa A Designación simbólica de los aceros. Norma UNE-EN 10027-1:2006	170
Tabla Anexa B Especificaciones del rodamiento escogido	171

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN.

1.1. ÁMBITO.

La elevación de materiales, herramientas y personas ha sido fundamental para el desarrollo de las civilizaciones desde la antigüedad hasta tiempos presentes. En la actualidad existe una gran variedad de tecnologías de elevación utilizadas por el hombre en diferentes sectores. Dentro de cada variante tecnológica existe a su vez un amplio rango de diferentes soluciones en función de otros factores tales como la capacidad de carga, la velocidad de elevación, las dimensiones de la carga a elevar, los sistemas de seguridad incluidos,...etc.

Todas las tecnologías de elevación están en constante desarrollo, mejora y adaptación, para satisfacer las nuevas necesidades de un mercado global cada vez más exigente, sobre todo en cuestiones de seguridad, innovación y flexibilidad en los diseños. Existe una creciente demanda de las tecnologías de elevación tanto en países desarrollados como en países emergentes, principalmente en los sectores industriales y de construcción. Las principales tecnologías de elevación usadas en estos sectores son entre otras: grúas, elevadores hidráulicos, andamios colgantes, puentes grúa, ascensores y sistemas de elevación accionados mediante un sistema de piñón cremallera.

En el ámbito de la construcción, la tecnología de elevación basada en sistemas piñón-cremallera ha sufrido un gran auge en las últimas dos décadas, existiendo una gran demanda de esta tecnología en el mercado mundial. Estas máquinas poseen una amplia gama de variantes que proporcionan diversas soluciones a las necesidades que se plantean en la ejecución de las obras. Pueden ser utilizadas por si mismas o en combinación con otras tecnologías de elevación más convencionales, como por ejemplo las grúas torre.

Dentro de la familia de los sistemas de elevación piñón-cremallera existe una creciente demanda por las máquinas que poseen una alta capacidad de carga de personas y materiales, una elevada velocidad de desplazamiento y una gran altura de instalación. Requerimientos que se dan principalmente en construcciones de gran altura como los rascacielos. La solución ideal para estas necesidades son los elevadores de obra accionados por un sistema piñón-cremallera (Figura 1.1.1). Además de los puntos ya mencionados, estas máquinas poseen las siguientes ventajas:

- Mayor accesibilidad a cualquier punto de la construcción: esto es posible porque se puede alcanzar cualquier altura intermedia entre el suelo y la parte más alta del edificio u obra civil sobre la que se trabaja
- Reducción de los costes de mano de obra: se reducen los tiempos de ejecución de las tareas que realizan los operarios al disminuirse los tiempos de ascenso y descenso de personas y materiales. Además se reduce el número de operarios necesarios para realizar

las tareas en comparación con otros sistemas convencionales, como por ejemplo el andamio fijo tubular.

- Aumento de la seguridad de los operarios: se reduce el esfuerzo físico y la fatiga de los operarios al usar máquinas. Éstas además poseen múltiples sistemas de seguridad y están altamente reguladas por normas.



Figura 1.1.1 Elevador de obra mono-cabina instalado en la fachada de un rascacielos en construcción



La seguridad juega un papel fundamental en el diseño de los elevadores de obra accionados mediante un sistema de piñón-cremallera. Un mal diseño podría causar importantes destrozos en la máquina o en lo que se transporta en su interior, generando pérdidas económicas e incluso la pérdida de vidas humanas. Por estos motivos se hace imprescindible el cumplimiento de la norma que regula estas máquinas. Esta norma establece las pautas de diseño, como realizar los cálculos mecánicos de los principales componentes, cuáles y cómo han de ser los componentes mínimos de seguridad con los que ha de contar el elevador y cómo realizar los test de seguridad para validar la máquina para su uso y comercialización.

Para poder cumplir todos los requisitos de diseño y seguridad que establece la norma es imprescindible para los ingenieros apoyarse en el uso de softwares de diseño 3D y de softwares de cálculos de elementos finitos. Gracias a los softwares de diseño 3D se pueden crear modelos virtuales complejos y detallados de las máquinas sin necesidad de fabricarlos. Una vez finalizados los modelos, es posible exportarlos a los softwares de cálculo de elementos finitos para realizar los análisis de tensiones, deformaciones y desplazamientos a los que se vería sometido el elevador según las condiciones de carga más desfavorables impuestas por la norma.

Sobre este ámbito, en el presente proyecto se realizará un diseño de un elevador de obra mono-cabina accionado por un sistema de piñón-cremallera.

1.2. OBJETIVOS.

Este proyecto fin de carrera tiene como objetivo principal el diseño y análisis mecánico de un elevador de obra accionado mediante un sistema piñón-cremallera. En el trabajo se abordará, desde un punto de vista mecánico, el diseño modular del elevador, su cálculo estructural, su sistema de accionamiento motor, la caja de elevación y los sistemas auxiliares. Debido al uso del dispositivo, se prestará especial importancia a la seguridad.

Los requerimientos de diseño del sistema vienen impuestos y están establecidos como: una capacidad de carga máxima de 2000 kg, una velocidad de desplazamiento máxima aproximada de 36 m/min, y una altura de instalación de hasta 200 m.

El proyecto, desde el punto de vista del diseño y cálculo del elevador, se puede estructurar en una serie de hitos o sub-objetivos como los que se exponen a continuación:

- a) El diseño tridimensional de los componentes estructurales y dinámicos más significativos, así como el cálculo de las tensiones permitidas para éstos, centrándose en las condiciones de servicio. Estos componentes son:
 - Estructura portante: mástiles, arriostres y base
 - Estructura del grupo motor.
 - Estructura principal de la caja.
- b) Cálculo y selección de los motorreductores.
- c) Cálculo y selección de los elementos auxiliares.
- d) Descripción y cálculo de los dispositivos de seguridad.
- e) Los estudios mencionados anteriormente se realizarán basándose en las indicaciones de la norma vigente reguladora española: UNE-EN 12159 Marzo 2013: "Elevadores de obras de construcción para pasajeros y carga con caja guiada verticalmente". Por esto, también será un objetivo de este proyecto seleccionar los parámetros a evaluar, los casos de carga a aplicar, coeficientes de seguridad, etc. que deben extraerse de la citada norma.

Para el desarrollo del proyecto, se seguirán los siguientes pasos:

- 1) Elección de los parámetros de diseño de los diferentes componentes del elevador.
- 2) Creación de un modelo virtual de elevador con el software de diseño asistido por computador CATIA V5R17.
- 3) Selección de los moto-reductores, elementos auxiliares y dispositivos de seguridad.
- 4) Para el cumplimiento de la norma, se comprobarán los casos de carga en ella prescritos para el elevador en servicio, usando para ello los resultados obtenidos a partir del análisis de elementos finitos realizado con el software ALGOR V18.
- 5) Planteamiento de las conclusiones obtenidas y posibles trabajos futuros.

1.3. ESTRUCTURA DE LA MEMORIA.

La realización de este proyecto se compone por 9 capítulos y 3 anexos en los que se desarrolla el siguiente contenido:

- El capítulo I es una introducción donde queda reflejado el ámbito sobre el que se desarrolla este proyecto, los objetivos que se persiguen con su realización y la propia estructura de la memoria.
- En el capítulo II se tratan los antecedentes del proyecto. Para ello se realiza un breve recorrido por los sistemas de elevación que ha usado el hombre desde tiempos antiguos hasta día de hoy, centrándose en los que son usados actualmente en diversos sectores tales como: el sector de la construcción, el sector industrial, o el sector portuario. Dentro de éstos sistemas de elevación se detallan más extensamente los sistemas de accionamiento piñón-cremallera, particularizando con una descripción más exhaustiva en los elevadores de obra para personas y materiales.
- El capítulo III está dedicado a los softwares usados en este proyecto. Se realiza una descripción sobre qué son, su historia y sobre el entorno de trabajo de los mismos.
- En el capítulo IV se desarrolla la metodología a seguir para el diseño de los componentes del elevador teniendo en cuenta las indicaciones de la norma. A continuación se detalla la estructura de la misma y que partes de ella es necesario tener en cuenta para la justificación del modelo.
- El capítulo V trata sobre todo el desarrollo del diseño de los componentes del elevador siguiendo la metodología expuesta en el capítulo IV. Para ello se desarrolla el modelo virtual con la ayuda del software de diseño asistido por computador CATIA V5R17.
- En el capítulo VI se plantean los resultados y se realiza la verificación de la norma para las condiciones de carga en servicio del elevador, usando para ello cálculos a mano, hojas de especificaciones de componentes y realizando análisis de elementos finitos con el software ALGOR V18.
- En el capítulo VII se exponen las conclusiones obtenidas por los resultados del capítulo IV, así como los posibles trabajos futuros como continuación a este proyecto.
- En el capítulo VIII se incluye el presupuesto detallado para el desarrollo de este proyecto
- En el capítulo IX se indica la bibliografía usada para la realización de este proyecto.
- El Anexo I es una recopilación de las principales normas para la clasificación de los aceros.
- El Anexo II contiene hojas de especificaciones técnicas de los componentes comerciales empleados en el elevador.
- El Anexo III contiene los planos de las dimensiones generales de los componentes del elevador estudiados.

CAPÍTULO II

ANTECEDENTES DE LOS SISTEMAS DE ELEVACIÓN.

2.1. TECNOLOGÍAS DE ELEVACIÓN.

Desde la antigüedad el hombre ha necesitado de las tecnologías de elevación para llevar a cabo los proyectos de construcción que realizaba. Las primeras referencias a grúas que se conocen son de la antigua Grecia y eran accionados por la fuerza motriz de hombres y animales. Por otro lado, algunos textos mencionan que en el año 236 a.C. Arquímedes habría construido el primer elevador del que se tiene constancia. Éste habría sido fabricado con cuerdas de cáñamo y se accionaría por la fuerza de animales. Los historiadores creen que en el monasterio de Sinaí (Egipto) se usaron elevadores de estas características.

En la actualidad existen en el mercado diversas tecnologías de elevación, que son usadas principalmente en los sectores industriales y de la construcción. Las principales se detallan a continuación

- GRÚAS.

- Grúas torre: son utilizadas en obra para elevación de carga, y en ocasiones también de personal (con su adecuada cesta). Permiten un radio de acción de 360º y una capacidad de carga de varias toneladas. Es posible mover la carga en toda la superficie del círculo que cubre la pluma. La velocidad de elevación, carro, giro y traslación son variables. Se pueden alcanzar alturas de hasta 200-300m (Figura 2.1.1).



Figura 2.1.1 Grúa torre

- Grúas portuarias: usadas en los puertos marítimos para el transporte de contenedores. Pueden ser fijas o móviles. Con capacidad de carga muy elevada y una gran precisión (Figura 2.1.2).



Figura 2.1.2 Grúa portuaria

- Grúas telescópicas: generalmente son móviles. Poseen un sistema hidráulico gracias al cual la pluma se extiende o se retrae a la longitud deseada. Entre otras aplicaciones cabe destacar las de usos en operaciones de rescate y en sistemas de barcos. Tienen una capacidad de carga y una velocidad de desplazamiento más limitada que las grúas torre (Figura 2.1.3).



Figura 2.1.3 Grúa telescópica

- ELEVADORES HIDRÁULICOS DE TIJERA.

Se caracterizan por una velocidad de desplazamiento lenta y una baja capacidad de carga. Normalmente tienen una limitación de altura por la poca estabilidad que ofrecen (Figura 2.1.4).



Figura 2.1.4 Elevador hidráulico de tijera

- **ANDAMIOS COLGANTES DE CABLE.**

Principalmente usados para la rehabilitación de edificios y su mantenimiento (limpieza de fachadas, cristalerías, etc...). Por su diseño tienen una clara limitación de carga y de velocidad de desplazamiento. Puesto que se descuelgan de la fachada, se pueden posicionar a cualquier altura de la misma (Figura 2.1.5).



Figura 2.1.5 Andamio colgante de cable

- **PUENTES GRÚA.**

Usados principalmente en industria y astilleros. Pueden elevar varias decenas de toneladas. Permiten una velocidad de desplazamiento lenta, en las tres direcciones espaciales. Tienen una gran precisión (Figura 2.1.6).



Figura 2.1.6 Puente grúa

- **ASCENSORES DE EDIFICIOS.**

Situados en el interior o exterior de los edificios, permiten el desplazamiento vertical de personas y carga, a cualquier planta y con velocidades y capacidades de carga muy variables (Figura 2.1.7).



Figura 2.1.7 Ascensor de edificio

- SISTEMAS DE ELEVACIÓN ACCIONADOS POR UN SISTEMA DE PIÑÓN-CREMALLERA.

- Andamio motorizado: Muy indicado para edificios en construcción o en rehabilitación. Es una plataforma dinámica que mediante un sistema de accionamiento piñón-cremallera mueve un plano de trabajo horizontal a la altura requerida. Existen dos tipos de configuraciones: mono-mástil (Figura 2.1.8 y Figura 2.1.9) y bi-mástil (Figura 2.1.10 y Figura 2.1.11). Por lo general la configuración mono-mástil permite elevar unos 1500Kg repartidos homogéneamente en una plataforma horizontal de unos 9m de longitud. La configuración bi-mástil permite elevar unos 4000Kg repartidos linealmente en una plataforma horizontal de hasta 30m de longitud.

En ambos casos la velocidad de desplazamiento está limitada a 6m/min por normativa (UNE-EN 1495:1998+A2:2010 Plataformas elevadoras. Plataformas de trabajo sobre mástil). La altura de desplazamiento máxima vendrá determinada por las dimensiones del mástil y su geometría (triangular o cuadrada). Normalmente se suelen fabricar para una altura máxima de 100m.



*Figura 2.1.8 Andamio motorizado
mono-mástil*



*Figura 2.1.9 Andamio motorizado
mono-mástil, instalación en fachada*



Figura 2.1.10 Andamio motorizado bi-mástil, instalación en fachada



Figura 2.1.11 Andamio motorizado bi-mástil

- Montacargas: usados para el transporte exclusivo de materiales durante el funcionamiento en servicio. Velocidad de desplazamiento máxima de 12m/min. Geometría de mástil triangular o cuadrada con una altura de instalación máxima de unos 100m y una capacidad de carga de hasta 1500Kg. La normativa aplicable a estas máquinas es: UNE-EN 12158-1:2001+A1:2010 Elevadores de obra de construcción para cargas. Parte 1. Elevadores con plataformas accesibles (Figura 2.1.12).



Figura 2.1.12 Montacargas

- Plataforma de transporte: posee las mismas características que el montacargas pero con una cesta considerablemente más grande. Las dimensiones en planta pueden llegar a ser de 10-12m de largo por 4-6m de ancho. Con una capacidad de carga de hasta 8toneladas. La normativa aplicable a estas máquinas es: UNE-EN 12158-1:2001+A1:2010 Elevadores de obra de construcción para cargas. Parte 1. Elevadores con plataformas accesibles (Figura 2.1.13).



Figura 2.1.13 Plataforma de transporte

- Elevador de obra de personas y materiales: es usado para el transporte de materiales y personas. No tiene limitación de velocidad de desplazamiento máxima (se fabrican de hasta 100m/min). La altura de desplazamiento máxima suelen ser inferior a 200m. Las geometrías del mástil pueden ser triangular y cuadrada. La capacidad de carga estándar suele ser entre 1 y 3 toneladas. Existen mono-cabina (Figura 2.1.15) o bi-cabina (Figura 2.1.14). La normativa aplicable a estas máquinas es: UNE-EN 12159 Marzo 2013 Elevadores de obras de construcción para pasajeros y carga con caja guiada verticalmente.



Figura 2.1.14 Ascensor de obra para personas y materiales bi-cabina



Figura 2.1.15 Ascensor de obra para personas y materiales mono-cabina

Hoy en día la construcción de cualquier rascacielos no se concibe sin la ayuda auxiliar de un ascensor de estas características. Como ejemplo cabe destacar el Record Guinness de altura máxima en una instalación de este tipo. Lo posee PEGA HOIST (empresa fabricante de la

República Checa) en la construcción del edificio más alto del mundo actualmente, el BURJ KHALIFA (818m) en Dubái (Figura 2.1.16).

Para ello realizaron la instalación en tres tramos diferentes utilizando ascensores bi-cabinas:

- De 0 a 425m de altura: cada cabina, 3.2 toneladas de capacidad de carga con una velocidad de elevación de $100\text{m/min} \approx 6\text{km/h}$.
- De 425 a 600m: cada cabina, 3.2 toneladas de capacidad de carga con una velocidad de elevación de $100\text{m/min} \approx 6\text{km/h}$.
- De 600 a 800m: cada cabina, 3.2 toneladas de capacidad de carga con una velocidad de elevación de $100\text{m/min} \approx 6\text{km/h}$.



Figura 2.1.16 Ascensores de obra instalados en el rascacielos BURJ KHALIFA

2.2. FUNCIONAMIENTO DE UN ELEVADOR DE OBRA ACCIONADO MEDIANTE UN SISTEMA PIÑÓN-CREMALLERA. COMPONENTES PRINCIPALES

Los principales componentes de un elevador de obra accionado mediante un sistema piñón – cremallera son los mostrados en la Figura 2.2.1:

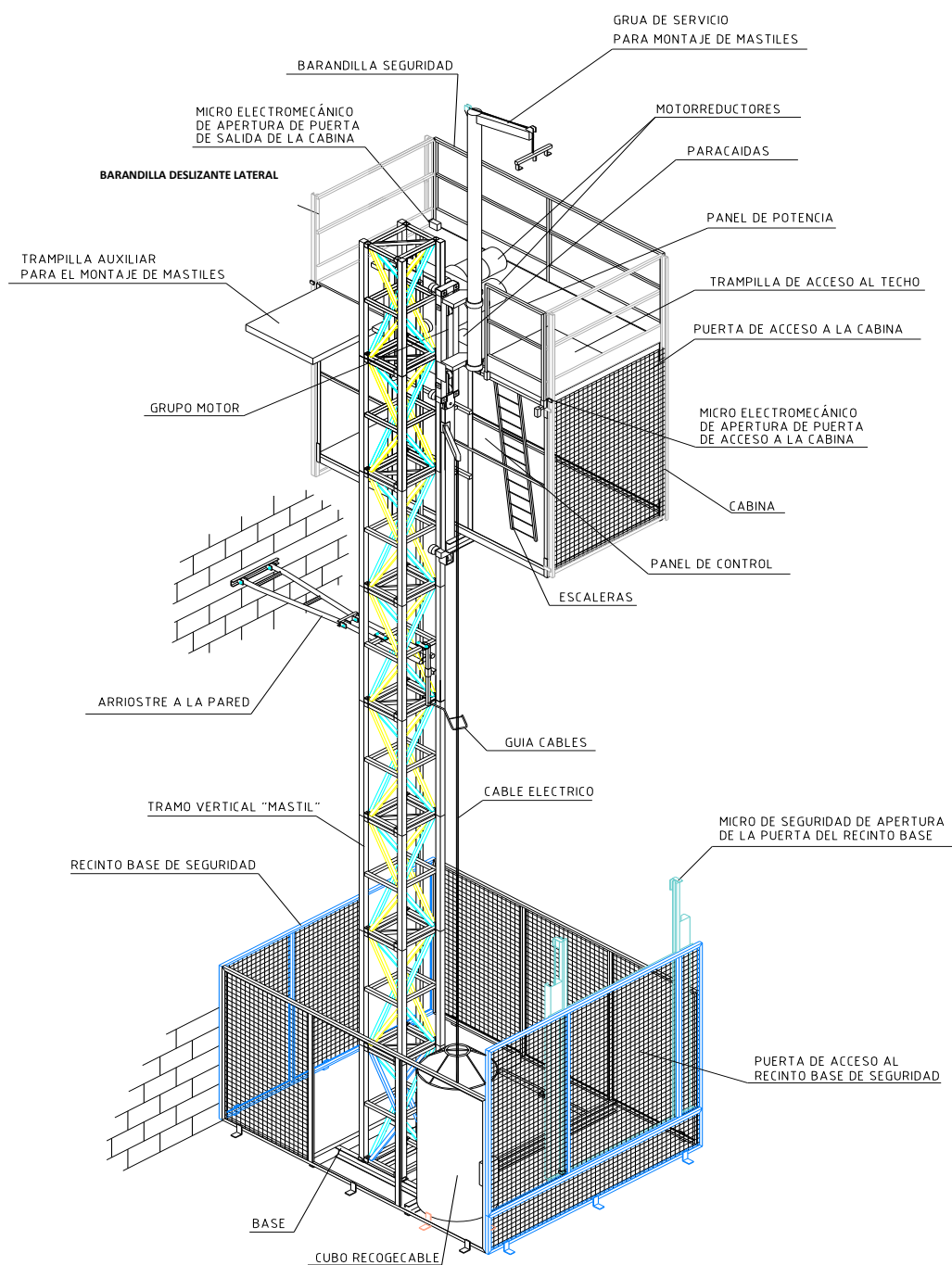


Figura 2.2.1 Componentes principales de un elevador de obra accionado mediante un sistema piñón-cremallera

El elevador cuenta con uno o varios moto-reductores en su grupo motor que funcionan alimentados con energía eléctrica. Éstos tienen en su eje de salida un piñón que engrana en la cremallera de los mástiles. De manera que cuando los moto-reductores son accionados tanto el grupo motor como la caja que cuelga de éste a través de los bulones de carga, ascienden o descienden. Los sistemas de rodillos del grupo motor y de la caja garantizan el correcto deslizamiento a lo largo del mástil, así como la imposibilidad de desengranar.

Los mástiles además de alojar la cremallera sirven de estructura portante del elevador. Son elementos modulares fácilmente ensamblables entre sí hasta alcanzar la altura total requerida en la instalación.

La base descansa sobre una zapata de hormigón y es el elemento encargado de transmitir al suelo las cargas de la altura total de mástiles. Además posee unos topes de goma que absorben pequeños impactos en caso de una mala regulación de la altura a la que ha de parar el elevador en su posición más baja.

Los arriostres aseguran la verticalidad de la columna de mástiles transmitiendo los esfuerzos laterales a la fachada del edificio.

La caja tiene la finalidad de transportar a las personas y los materiales, de manera que ha de tener las máximas dimensiones posibles de volumen, maximizando tanto el área libre de la entrada como el de la salida. Posee una trampilla de acceso al techo, a la que se accede por medio de unas escaleras abatibles para el montaje y desmontaje de los mástiles y los arriostres. Para esta operación algunos elevadores incluyen también una grúa auxiliar y una trampilla auxiliar para el montaje de mástiles. El sistema de apertura de las puertas de embarco y desembarco de la caja es deslizante verticalmente y se realiza gracias a un sistema de contrapesos y deslizaderas. A lo largo de todo el perímetro del techo de la caja existen barandillas de seguridad. El paracaídas está instalado en el interior de la caja como elemento de seguridad totalmente independiente del grupo motor. En la parte inferior de la caja se alojan los rodillos que guían la caja sobre el mástil.

El panel de control del elevador se encuentra en el interior de la caja y gracias a él se controla el movimiento del elevador, así como la programación de las plantas y las alertas y emergencias que pueda tener la máquina. Todas estas acciones se realizan a través de una pantalla táctil. El panel de potencia se encuentra en el techo del elevador y alimenta a los motores y al resto de sistemas eléctricos.

El recinto base es un elemento de seguridad. El perímetro de la base del elevador ha de estar vallado para evitar que nadie se pueda posicionar dentro mientras que éste está funcionando y por lo tanto pueda existir peligro de aplastamiento. La puerta de acceso al recinto base sirve para acceder a la caja del elevador cuando éste se encuentra en suposición más baja.

Los guía cables son elementos que se fijan al mástil y con los que se evita que el cable de potencia se mueva de su vertical natural debido a agentes externos como el viento o a las propias vibraciones de la máquina. De esta manera el cable se enrollará y desenrollará correctamente dentro del cubo recoge cable. Normalmente se colocan cada 9 metros.

Todos los componentes estructurales del elevador descritos a excepción del grupo motor son sometidos después de la fabricación a un proceso de galvanización en caliente. La galvanización en caliente es un tratamiento superficial. Se trata de crear un recubrimiento en las piezas de acero al sumergirlas durante unos 5 minutos en un crisol de zinc fundido a 450°C. Con este tratamiento se evita la oxidación y la corrosión. Es un proceso económico que permite proteger las piezas en algunos casos durante más de 40 años. Además diversos estudios han revelado que este tratamiento de recubrimiento para el acero no afecta a sus propiedades mecánicas.

Las asociaciones de galvanizadores de todo el mundo realizan las siguientes consideraciones a tener en cuenta para diseños de piezas que serán sometidas a este proceso:

- Elección correcta del acero. Su composición ha de ser compatible con el proceso de galvanizado
- Algunos procesos de conformado en frío como punzonado, plegado con radios pequeños, cizallado, muescado,... pueden favorecer una fractura frágil de las piezas.
- Tamaño y forma de las piezas para evitar distorsiones.
- Es necesario realizar agujeros de drenaje a las piezas para facilitar su escurrido y secado. Estos agujeros han de seguir unas recomendaciones y no han de comprometer la resistencia de la pieza cuando se vea sometida a esfuerzos.
- Las soldaduras tienen que haber sido limpiadas previamente a la aplicación del recubrimiento en zinc.
- Es necesario cumplir algunas recomendaciones de diseño para superficies que estén solapadas, que tengan roscas o que contengan partes móviles
- Una vez finalizado el proceso de galvanizado en caliente las piezas aumentan en unas décimas de milímetro su espesor debido al recubrimiento. Este aumento está influenciado por varios motivos como el tipo de acero, el espesor utilizado y el tiempo que se ha estado sumergido.

Por otro lado, el grupo motor es el ensamble que necesita unas tolerancias más ajustadas, de manera que una vez finalizada su fabricación se pinta con una fina película de pintura para evitar la oxidación.

CAPÍTULO III

SOFTWARE EMPLEADO.

3.1. INTRODUCCIÓN.

Para el desarrollo de este proyecto se usarán dos de los softwares más potentes del mercado. El modelo virtual del elevador se creará con el software de diseño mecánico CATIA V5, siendo el “release” utilizado el R17 (Catia V5R17). El cálculo de tensiones y desplazamientos para los casos de carga en servicio identificados en la norma y que son aplicables a este proyecto se realizarán con el software de análisis de elementos finitos Algor V18.

3.2. CATIA V5.

CATIA V5 (Computer Aided Three-dimensional Interactive Application) es un software PLM: Product Lifecycle Management (Gestión del Ciclo de Vida del Producto). Es considerado un software integral puesto que contiene las 3 plataformas CAD/CAM/CAE Computer Aided Design/Computer Aided Manufacturing/Computer Aided Engineering (Diseño asistido por computador/ Fabricación asistida por computador/ Ingeniería asistida por computador). Permite el desarrollo de aplicaciones y la personalización del programa puesto que está desarrollado en una arquitectura abierta. Las interfaces de programación de dichas aplicaciones, CAA2 (o CAAV5), se pueden programar en Visual Basic y C++.

Está desarrollado por la compañía francesa Dassault Systèmes (Figura 3.2.1) y aunque inicialmente fue desarrollado para la industria aeronáutica y de automoción en las que se hace uso en los diseños de superficies muy complejas, lo cierto es que Catia está extendido en la mayoría de todos los sectores industriales, tales como: aeroespacial y defensa, arquitectura y obra civil, bienes de consumo, industria empaquetadora de bienes de consumo, sector energético, equipamiento industrial, equipamiento marino y offshore, recursos naturales, transportes...etc.



Figura 3.2.1 Catia V5

3.2.1. DESCRIPCIÓN DEL ENTORNO DE TRABAJO EN CATIA V5. MODELADO Y CREACIÓN DE PLANOS.

Catia V5R17 se agrupa en 81 módulos. Los 3 que se utilizan en este proyecto son:

- Part Design: módulo usado para la creación de piezas sólidas en un entorno paramétrico. Los archivos creados en este entorno tienen la extensión CATPart. Se accede a este módulo a través de: Start / Mechanical Design / PartDesign (Figura 3.2.2).

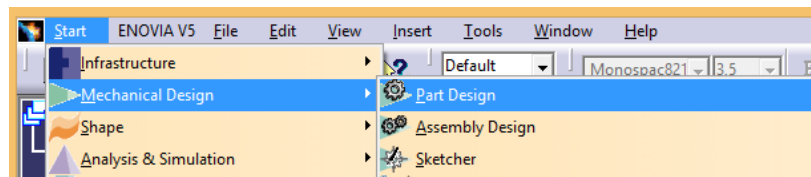


Figura 3.2.2 Acceso al módulo Part Design

- Assembly Design: módulo usado para la creación de conjuntos usando restricciones geométricas (constraints). Los archivos creados en este entorno tienen la extensión CATProduct. Se accede a este módulo a través de: Start / Mechanical Design / Assembly Design (Figura 3.2.3).

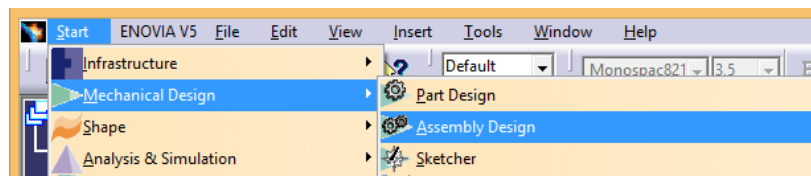


Figura 3.2.3 Acceso al módulo Assembly Design

- Drafting: módulo usado para la generación de planos. Los archivos creados en este entorno tienen la extensión CATDrawing. Se accede a este módulo a través de: Start / Mechanical Design / Drafting (Figura 3.2.4).

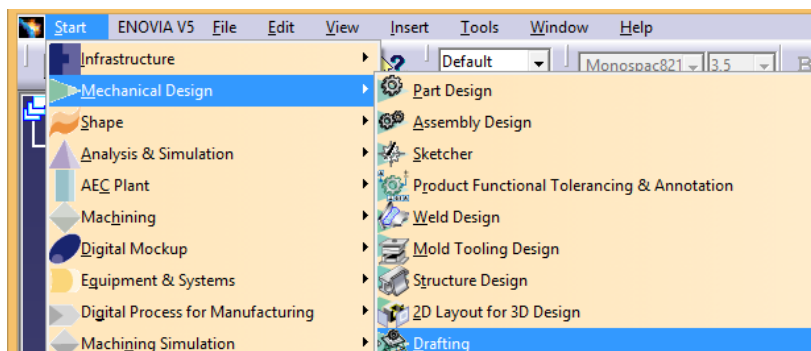


Figura 3.2.4 Acceso al módulo Drafting

El entorno gráfico en Catia V5 es común para los módulos Part Design y Assembly Design, siendo la única diferencia entre ellos que cada uno posee sus propias barras de herramientas (Figura 3.2.5).

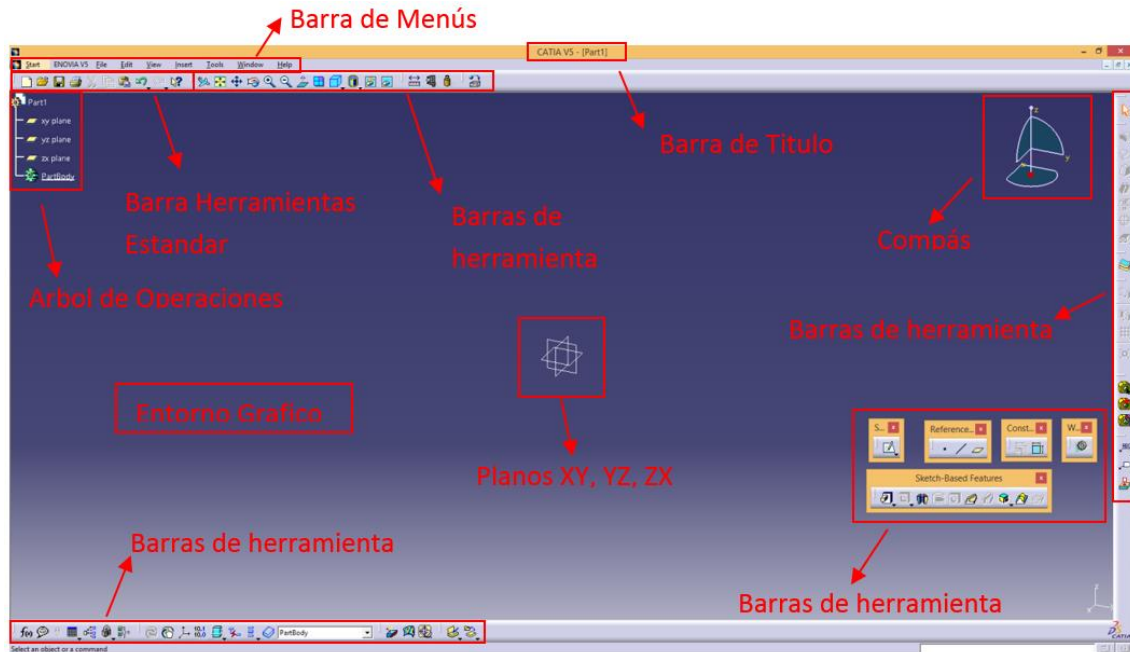


Figura 3.2.5 Entorno gráfico de Catia V5 para los módulos Part Design y Assembly Design

Las barras de herramientas más usadas en los módulos de Part Design y Assembly Design para este proyecto han sido las siguientes:

- 1) Barra de herramientas Profile: contiene las geometrías básicas para crear sketches (Figura 3.2.6). Al pinchar en las flechas se despliegan las sub-barras de herramientas, quedando la barra de herramientas Profile totalmente desplegada como se muestra en la Figura 3.2.7:

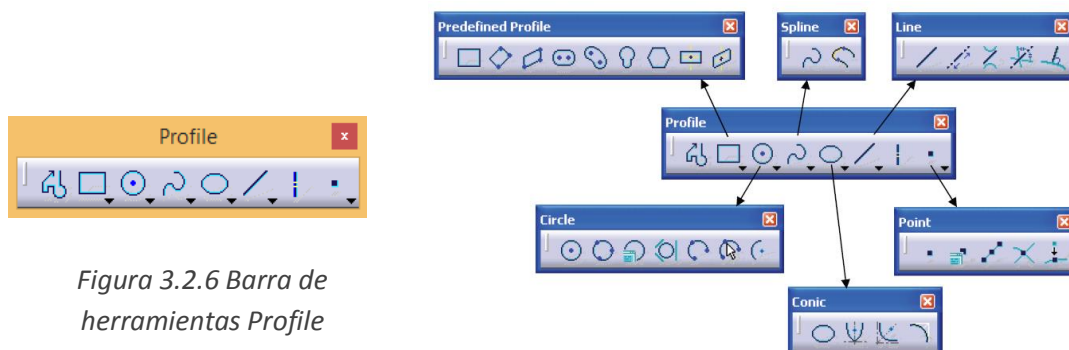


Figura 3.2.6 Barra de herramientas Profile

Figura 3.2.7 Barra de herramientas Profile totalmente desplegada

2) Barra de herramientas Constraint: las restricciones pueden ser dimensionales o geométricas. Las restricciones dimensionales son usadas para restringir la longitud de un elemento, el radio o diámetro de un arco o círculo y la distancia o ángulo entre elementos. Las restricciones geométricas son usadas para restringir la orientación de un elemento relativo a otro. Algunas de las restricciones geométricas más comunes son: paralelo, perpendicular, tangencial, coincidente, concéntrico...etc. La barra de herramientas constraint totalmente desplegada (Figura 3.2.8) queda de la siguiente manera:

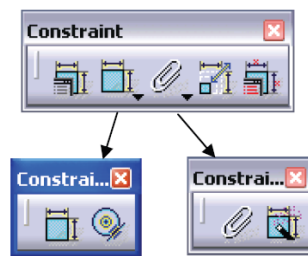


Figura 3.2.8 Barra de herramientas Constraint totalmente desplegada

3) Barra de herramientas Sketch-Based Features: permite crear operaciones a través de los sketches creados previamente. Las operaciones más comunes son: extrusiones, vaciados, extrusiones de revolución, vaciados de revolución, agujeros, nervios, slots...etc. La barra de herramientas Sketch-Based Features totalmente desplegada (Figura 3.2.9) queda de la siguiente manera:

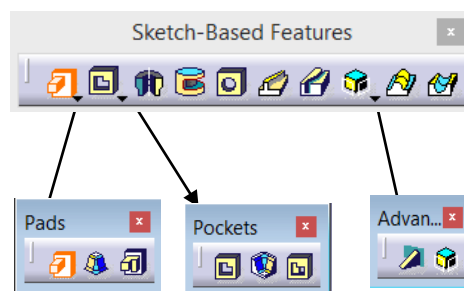


Figura 3.2.9 Barra de herramientas Sketch-Based Features totalmente desplegada

El entorno grafico en Catia V5 para el módulo Drafting (Figura 3.2.10) es como se detalla a continuación:

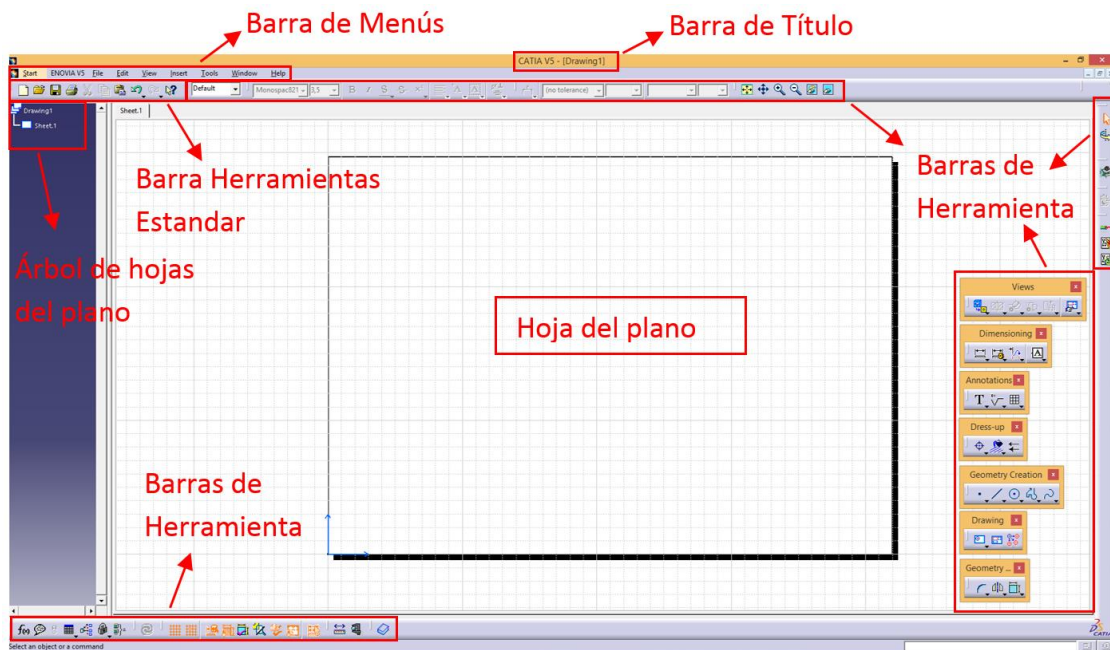


Figura 3.2.10 Entorno gráfico de Catia V5 para el módulo Drafting

Las barras de herramientas más usadas en el módulo Drafting para este proyecto han sido las siguientes:

- 1) Barra de herramientas Views (Figura 3.2.11): permite crear las principales vistas de la pieza, vistas en sección, vistas de detalle...etc. La barra de herramientas Views totalmente desplegada queda de la siguiente manera:

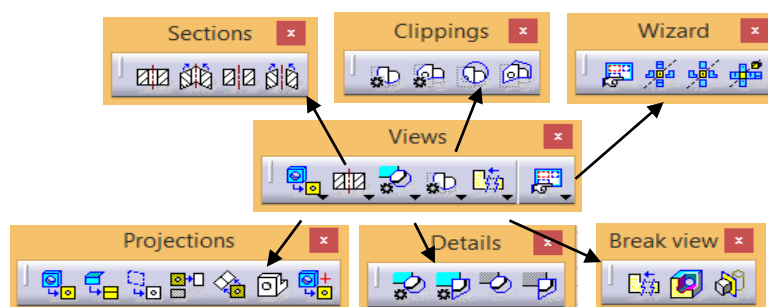


Figura 3.2.11 Barra de herramientas Views totalmente desplegada

- 2) Barra de herramientas Dimensioning (Figura 3.2.12): permite crear las cotas así como tolerancias geométricas. La barra de herramientas Dimensioning totalmente desplegada queda de la siguiente manera:

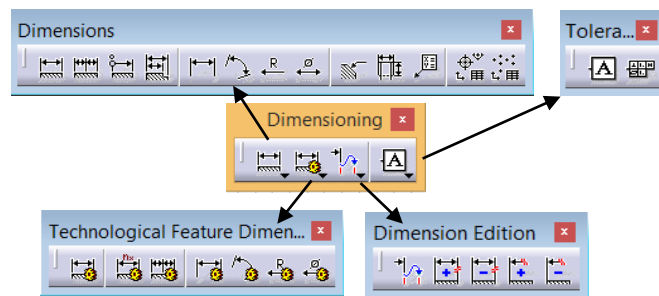


Figura 3.2.12 Barra de herramientas Dimensioning totalmente desplegada

3) Barra de herramientas Annotations (Figura 3.2.13): permite crear textos, tablas, numeración de las piezas de un conjunto, simbología de soldadura y rugosidad del acabado superficial. La barra de herramientas Dimensioning totalmente desplegada queda de la siguiente manera:

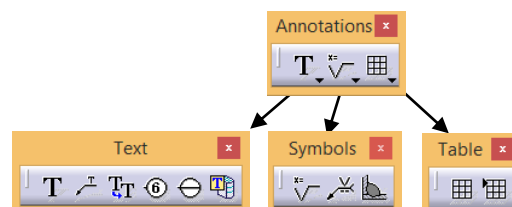


Figura 3.2.13 Barra de herramientas Annotations totalmente desplegada

3.2.2. EXPORTACIÓN DE LOS MODELOS CREADOS EN CATIA V5.

Una vez creados los modelos 3D del elevador será necesario exportarlos al software de análisis de elementos finitos para su estudio. Para ello CATIA V5 ofrece la posibilidad de guardar los modelos en diferentes formatos. Los comúnmente más utilizados son IGES y STEP, siendo este último el usado para este proyecto. Como se muestra en la Figura 3.2.14, la secuencia de exportación de los modelos es la siguiente: File/Save As, y seleccionar “stp” en el menú desplegable Tipo.

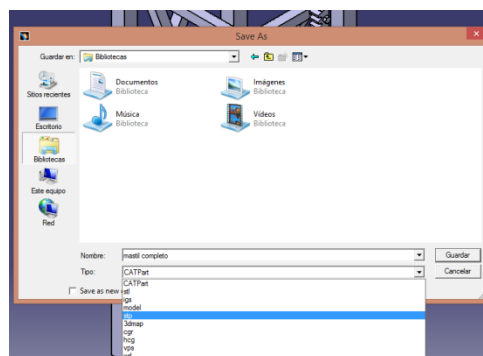


Figura 3.2.14 Exportación de los modelos creados en Catia V5

3.3. ALGOR.

Algor V18 (Figura 3.3.1) fue desarrollado por la compañía Algor Corporation a mediados de la década de los 80, convirtiéndose en el primer software FEA (Finite Element Analysis) con interfaz para PC de difusión masiva, y siendo en la actualidad es uno de los más potentes y versátiles del mercado.



Figura 3.3.1 Algor

Una de sus principales características es que es capaz de importar modelos directamente desde otros softwares de diseño 3D tales como: Inventor, SolidEdge, SolidWorks y Pro/Engineer. También ofrece la posibilidad de importar modelos estándares como IGES, STEP o DXF provenientes de cualquier otro software de diseño 3D.

Otra de sus principales propiedades es que permite desarrollar una gran variedad de análisis. Dentro de los simples cabe destacar: análisis con modelos de materiales lineales, análisis con modelos de materiales no lineales, análisis térmicos, análisis de caudales de fluidos o análisis electrostáticos. Dentro de los multi-físicos cabe destacar los que combinan cargas térmicas con caudales de fluido o diferentes caudales de fluidos simultáneamente. Algor también permite importar análisis realizados previamente por otros softwares FEA tales como: ABAQUS, ANSYS, NASTRAN, PATRAN... etc.

En este proyecto se realizarán análisis estáticos para los diferentes casos de carga indicados en la norma. Para ello se importarán los modelos 3D necesarios desde Catia V5 como archivos STEP y se escogerá en Algor el “análisis simple de cálculo de tensiones con modelos de materiales lineales”.

3.3.1. DESCRIPCIÓN DEL ENTORNO DE TRABAJO EN ALGOR V18.

Al ejecutar el programa la primera ventana que emerge solicita que se seleccione el archivo que se va a analizar (Figura 3.3.2). En el caso de este proyecto se importan los archivos STEP provenientes de Catia V5.

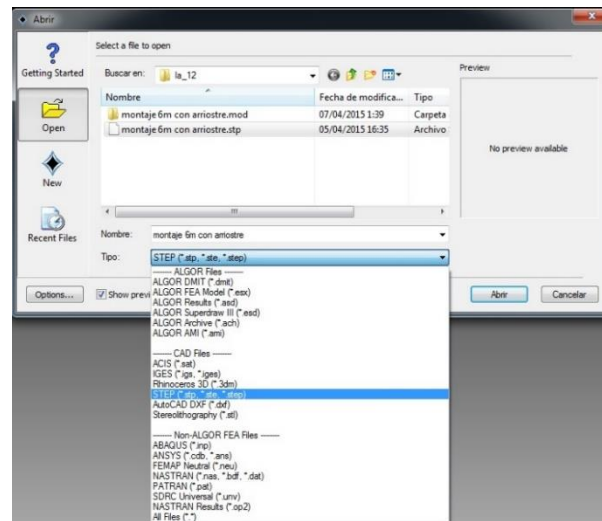


Figura 3.3.2 Importación de archivos STEP a Algor

A continuación se pregunta por el tipo de análisis que se desea realizar, siendo para este proyecto: análisis simple de cálculo de tensiones con modelos de materiales lineales: Static Stress with Linear Material Models (Figura 3.3.3).

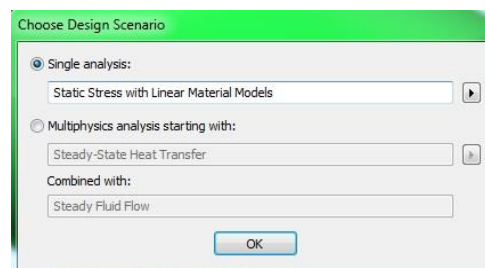


Figura 3.3.3 Elección del tipo de análisis

El siguiente paso es elegir los parámetros de mallado del modelo y crear la malla. Es posible seleccionar el tamaño de la malla así como los tipos: solid, midplane y plate/shell (Figura 3.3.4).

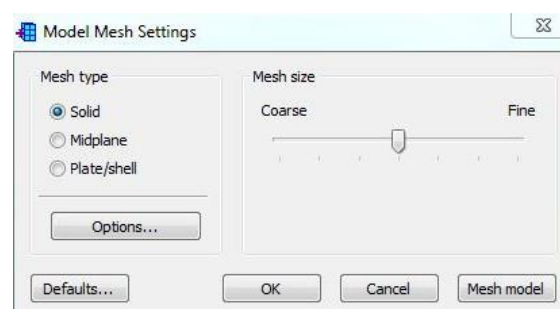


Figura 3.3.4 Elección del mallado

Una vez creada la malla, el resto del proceso se desarrolla en el entorno gráfico mostrado en la Figura 3.3.5, que es común para las restantes fases que hay que ejecutar al realizar un análisis

en Algor. Para ello es necesario completar secuencialmente de izquierda a derecha las 4 pestañas que se encuentran en el borde inferior izquierdo de la pantalla. Las pestañas son por este orden:

- Pestaña CAD solid model (Figura 3.3.5): se muestra el modelo mallado y en el árbol se permite seleccionar las unidades que se utilizarán para el análisis.

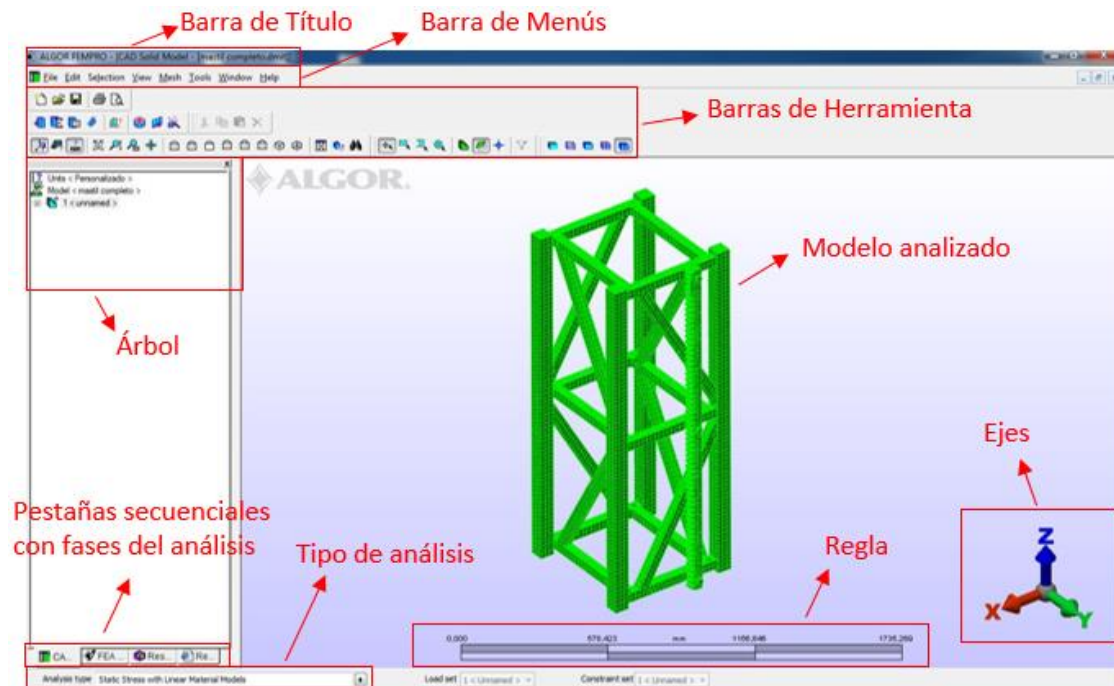


Figura 3.3.5 Pestaña CAD Solid Model

- Pestaña FEA editor (Figura 3.3.6): en el árbol se pueden seleccionar algunos parámetros relacionados con el tipo de análisis elegido para que se tengan en cuenta en los cálculos computacionales, como por ejemplo la gravedad. También se pueden imponer las condiciones de carga, de contorno y de contacto entre elementos. Además es necesario escoger el tipo de elemento de mallado, su definición y el material de la pieza o conjunto que se desea analizar. Una vez realizado todo esto se clicca en el icono de la barra de herramientas con forma de semáforo y el análisis se comienza a ejecutar.

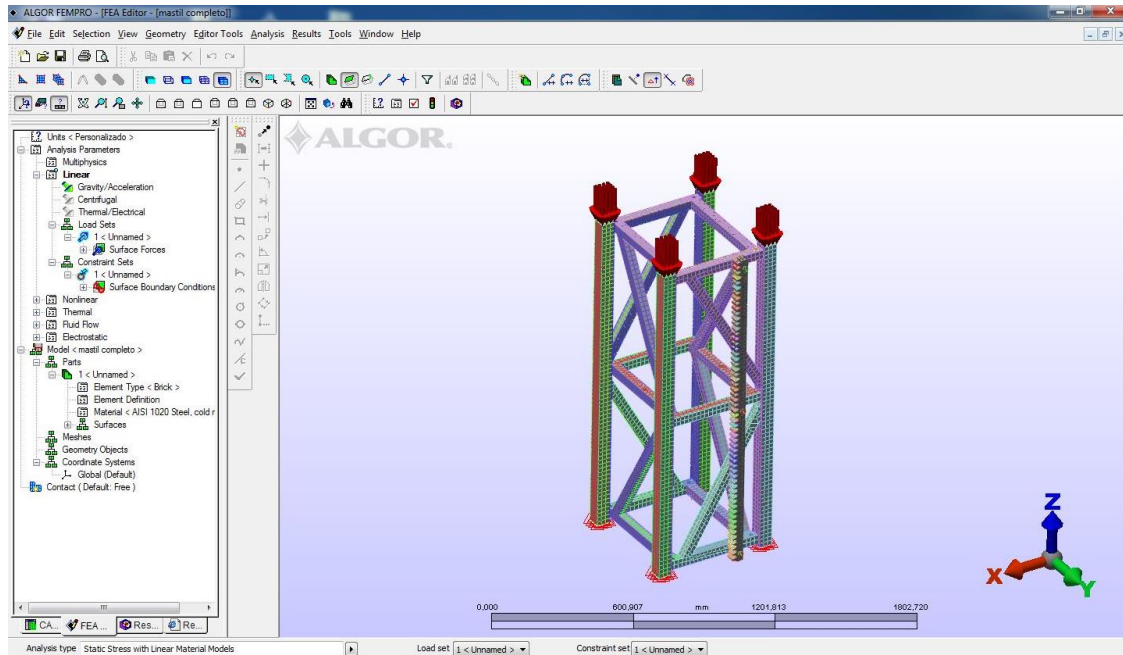


Figura 3.3.6 Pestaña FEA editor

- Pestaña Results (Figura 3.3.7): Una vez finalizados los cálculos se presentan los resultados de las tensiones, deformaciones, desplazamientos y la deformada del modelo. En cada una de las ventanas de resultados es posible obtener valores máximos y mínimos así como animaciones de estos resultados.

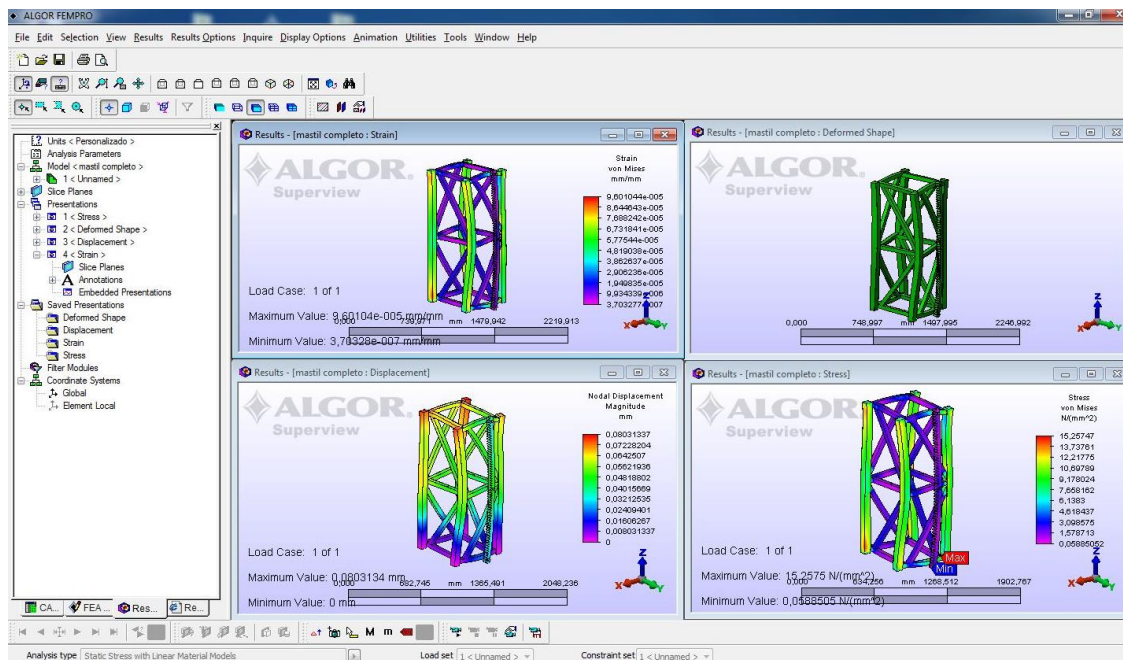


Figura 3.3.7 Pestaña Results

- Pestaña Report (Figura 3.3.8): Finalmente Algor genera un informe detallado con las principales características del análisis, como las propiedades del mallado, tipo de análisis, cargas, condiciones de contorno, tipo de material...

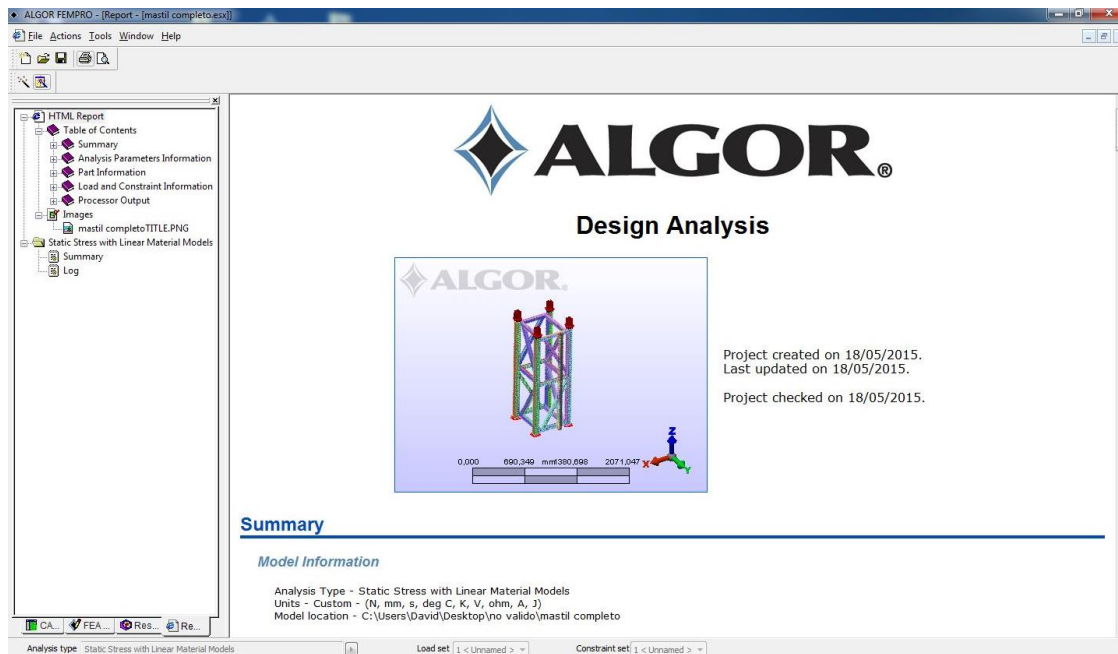


Figura 3.3.8 Pestaña Report

CAPÍTULO IV

METODOLOGÍA.

4.1. METODOLOGÍA A SEGUIR

En el diseño de este elevador, inicialmente se definirán los elementos de la estructura portante: base, arriostre y mástil, comenzando en primer lugar por éste último. En función de los requerimientos de la carga a elevar, la velocidad de desplazamiento, la altura de la instalación, y teniendo en consideración los diseños existentes generalmente en la industria de la elevación piñón-cremallera, se escogerá la geometría de su sección (triangular o cuadrada). Lo siguiente es definir su longitud, que vendrá determinada por la longitud de su propia cremallera. Es necesario que ésta tenga un número entero de dientes y que se garantice el paso y la continuidad entre ellas en los mástiles contiguos. Para ello el primer paso es definir el módulo de la misma cumpliendo con las indicaciones de la norma, y apoyándose de nuevo en lo que tradicionalmente se utiliza en el sector. Una vez determinado los dientes totales que posee, se escogerá el ancho de la misma y su método de fijación al mástil (atornillada o soldada). Por último se definirán las dimensiones generales del mismo, la disposición de su celosía, el método de unión entre ellos, la interfaz con el arriostre y la base, y cuáles son las superficies de rodadura sobre las que deslizan los rodillos y contra-rodillos del elevador.

Una vez alcanzado este punto y para finalizar el diseño de la estructura portante, se definirá la geometría del arriostre con sus sujeciones a la fachada, la geometría de la base con sus sujeciones al suelo y la posición de los topes amortiguadores.

Como paso previo a la elección de los moto-reductores es necesario definir las dimensiones del piñón que se usará. El módulo ha de ser el mismo que el de la cremallera y el número de dientes ha de ser suficiente para evitar el fenómeno de la penetración.

Existen diferentes tipos de motores y diversas variantes en la conexión de su alimentación. También existen una gran variedad de reductores. Cada uno de ellos ofrece a su vez un gran abanico de reducciones, quedando cubierta casi cualquier posibilidad que pudiese plantearse. Para calcular la potencia y par necesarios para elevar la carga del elevador, así como otros factores importantes al diseño, es necesario seguir las indicaciones que hacen los fabricantes en sus catálogos. Como último paso es muy importante el dimensionado correcto del freno del motor.

Una vez elegido los moto-reductores que mejor se ajustan a los requerimientos del elevador se diseña la interfaz con el grupo motor. Es también en este momento cuando se diseñan los conjuntos de rodillos y contra-rodillos del grupo motor y la interfaz de éste con la caja, que se realiza a través de los bulones de carga.

Por último se definirá la estructura de la caja con sus dimensiones libres interiores para transportar la carga, los rodillos y la posición del paracaídas.

La creación de todos los modelos virtuales de la estructura portante, el grupo motor y la caja se realizarán con el software CATIA V5R17 siguiendo estas 2 premisas principales:

- Los aceros estructurales usados serán S355, principalmente perfiles metálicos de carácter comercial (tubos redondos, tubos cuadrados, tubos rectangulares, perfiles en U de chapa plegada, perfil UPN...).
- Máquina sencilla en el diseño de sus componentes, robusta, fiable y segura. Componentes con geometrías sencillas que no tendrían un alto coste de fabricación.

El resto de los modelos 3D usados en este elevador pertenecientes a componentes comerciales tales como: moto-reductores, paracaídas, rodamientos, topes amortiguadores, etc... se obtendrán de los archivos STEP que se pueden descargar directamente de las páginas web de los fabricantes.

El siguiente paso es el detalle de los sistemas de seguridad principales de un elevador de obra accionado mediante un sistema piñón-cremallera. Para ello se realizará una breve descripción del funcionamiento, características y posicionamiento en la máquina de cada uno de ellos.

Una vez alcanzado este punto, con los modelos virtuales creados, los moto-reductores elegidos y los sistemas de seguridad detallados, se procederá a la justificación de todo el diseño realizado para las condiciones en servicio del elevador que se especifican en la norma reguladora vigente para este tipo de maquinaria: UNE-EN 12159 Marzo 2013: "Elevadores de obras de construcción para pasajeros y carga con caja guiada verticalmente". El documento de la misma se encuentra estructurado de la siguiente manera:

- Prólogo.
- Introducción.
- 1) Objeto y campo de aplicación.
- 2) Normas para la consulta.
- 3) Términos y definiciones.
- 4) Lista de peligros
- 5) Requisitos y/o medidas de seguridad.
- 6) Verificación.
- 7) Información al usuario.
- Anexo A (Normativo) Mapa de viento europeo.
- Anexo B (Normativo) Dispositivos eléctricos de seguridad.
- Anexo ZA (Informativo) Capítulos de esta norma europea relacionados con los requisitos esenciales u otras disposiciones de la directiva 2006/42/CE.
- Bibliografía.

En este proyecto se prestará especial atención a las indicaciones de los capítulos 4 (lista de peligros) y 5 (requisitos y/o sistemas de seguridad) de la misma. Dentro del capítulo 4 se incluyen las tablas 1, 2 y 3. En ellas se muestran los peligros que en la norma se han identificado para este tipo de máquinas, y en qué apartados de ésta se han formulado los requisitos correspondientes para limitar el riesgo o reducirlo en cada situación. Los peligros que no son aplicables o no son

significativos y por los que, por lo tanto, no se han formulado requisitos, se muestran como n.a (no aplicable). El capítulo 5 hace referencia a todas las condiciones mecánicas, hidráulicas, eléctricas y electrónicas que han de cumplirse en el diseño, así como las condiciones de carga que el elevador ha de soportar en los diferentes escenarios de funcionamiento, montaje, desmontaje y avería.

En las tablas de peligros de la norma 1, 2 y 3 hay identificados un total de 29 peligros generales con diferentes orígenes. A su vez, muchos de estos peligros genéricos están desglosados más exhaustivamente en otros más específicos. Todos ellos llevan asociados los apartados correspondientes de la norma que es necesario consultar. Éstos se encuentran en los capítulos 5 y 7 de la misma. Es necesario indicar que en este proyecto no se tratan las cuestiones relacionadas con el capítulo 7, puesto que solo hacen referencia a la información necesaria para el usuario del elevador (manuales, instrucciones de montaje/desmontaje y marcados).

El método a seguir para la justificación del diseño del elevador es analizar uno por uno los 29 peligros de las tablas 1, 2 y 3 de la norma (Tabla 4.1.1, Tabla 4.1.2, Tabla 4.1.3 y Tabla 4.1.4). Dentro de cada peligro se estudiarán los apartados que han de cumplirse en la norma (columna derecha de las tablas). Para cada uno de estos apartados se distinguirá si es o no relevante a este proyecto, y en caso de que lo sean, se argumentará con alguno o varios de los siguientes métodos que el elevador es seguro y se cumplen todos los requisitos:

- Datos del propio diseño.
- Cálculos a mano.
- Hojas de especificaciones de los fabricantes
- Simulaciones con el software de elementos finitos Algor V18.

Son varios los apartados de la norma que serán especialmente relevantes en este proyecto:

- Apartado 5.4.3: Amortiguadores. Se calculará la energía que deberían absorber en un choque de la caja contra ellos y se elegirá el modelo adecuado en base a las hojas de especificaciones del fabricante.
- Apartado 5.6.2: Dispositivo de seguridad contra la caída de la caja. Se definirá el piñón a usar en el paracaídas y se calculará la velocidad de actuación del dispositivo y el par de frenado necesario. Con estos datos se elegirá el modelo adecuado en el catálogo del fabricante.
- Apartado 5.2: Combinaciones de carga y cálculos. Contiene la tabla 7 (Tabla 4.1.5) en la que están incluidas todas las combinaciones de carga que es necesario estudiar. Para cada uno de los casos de carga indicados en la tabla se detalla los componentes de la máquina afectados en el estudio, las fuerzas y efectos que es necesario tener en cuenta, los apartados de la norma que es necesario consultar y los coeficientes de seguridad mínimos permitidos indicados en la tabla 5 (Tabla 4.1.6).

	Peligros	Apartados correspondientes en esta norma
1	Peligros mecánicos	
1.1	Peligro de aplastamiento	5.5.2, 5.5.3, 5.5.6, 5.7.2, 7.1.2.8, 7.1.2.9
1.2	Cizallamiento	5.5, 5.6.1.3, 5.7.2, 7.1.2.8, 7.1.2.9
1.3	Peligro de corte o de seccionamiento	5.5, 5.6.1.2, 5.7.2, 7.1.2.8, 7.1.2.9
1.4	Peligro de enganche	5.7.2, 7.1.2.8, 7.1.2.9
1.5	Peligro de arrastre o atrapamiento	5.5.2, 5.5.3, 5.6.1.3, 5.7.2, 7.1.2.8, 7.1.2.9
1.6	Peligro de impacto	5.4.3, 5.5.3.9, 5.6.2, 7.1.2.8, 7.1.2.9
1.7	Peligro de perforación o de punzamiento	n.a.
1.8	Peligro de fricción o abrasión	5.5.2, 5.5.3, 7.1.2.8, 7.1.2.9
1.9	Peligro de proyección de fluido a alta presión	n.a.
1.10	Peligro de proyección de piezas	5.6.1.3
1.11	Peligro de pérdida de estabilidad	5.2, 5.3, 5.4.1, 5.4.2, 5.6.3, 7.1.2.8.4
1.12	Peligro de resbalamiento, pérdida de equilibrio y de caída de personas en relación con las máquinas (debido a su naturaleza mecánica)	5.5, 5.6.1, 5.6.2, 7.1.2.8.4, 7.1.2.9
2	Peligros eléctricos producidos, por ejemplo, por:	
2.1	Contacto eléctrico (directo o indirecto)	5.7.4.11, 5.8, 7.1.2.8.4
2.2	Fenómenos electrostáticos	n.a.
2.3	Radiación térmica	n.a.
2.4	Influencias externas	5.7.4.11, 5.8.3
3	Peligros térmicos que pueden dar lugar a:	
3.1	Quemaduras y escaldaduras	n.a.
3.2	Efectos perjudiciales para la salud	n.a.
4	Peligros producidos por el ruido que pueden dar lugar a:	
4.1	Pérdidas de audición	5.11, 7.1.2.3
4.2	Interferencia con la comunicación oral, señales acústicas, etc.	5.11, 7.1.2.3
5	Peligros producidos por la vibración	n.a.
6	Peligros producidos por la radiación	
6.1	Arcos eléctricos	n.a.
6.2	Láseres	n.a.
6.3	Fuentes de radiación ionizantes	n.a.
6.4	Uso de campos electromagnéticos de alta frecuencia	n.a.

Tabla 4.1.1 Peligros relativos al diseño y construcción generales de elevadores de obra para personas y materiales (Tabla 1 de la norma)

	Peligros	Apartados correspondientes en esta norma
7	Peligros generados por materiales y sustancias procesadas, usadas o expedidas por la maquinaria	
7.1	Peligros resultantes del contacto o inhalación con fluidos, gases, nieblas, humos y polvo peligrosos	n.a.
7.2	Peligro de incendio o explosión	n.a.
7.3	Peligros biológicos y microbiológicos	n.a.
8	Peligros producidos por no respetar los principios ergonómicos en el diseño de las máquinas	
8.1	Posturas incómodas o esfuerzo excesivo	5.1, 5.6.1.3, 7.1.2.8.4
8.2	Consideración inadecuada de la anatomía mano-brazo o pie-pierna	5.5, 5.7.2, 7.1.2.7
8.3	Uso negligente del uso de los equipos de protección personal	n.a.
8.4	Iluminación inadecuada de la zona	5.9.8, 7.1.2.7.3
8.5	Sobrecarga o relajación mental, estrés, etc.	5.10
8.6	Error humano	5.6.3, 5.9, 7.1.2.8, 7.1.2.9, 7.2, 7.3
9	Combinación de peligros	n.a.
9.1	Condiciones de viento	5.2.2.12
10	Peligros causados por fallos de la alimentación de energía, rotura de piezas de maquinaria u otros desórdenes funcionales	
10.1	Fallo de la alimentación de energía	5.6.1.6, 5.7.4.1, 5.8.2, 5.10, 7.1.2.5, 7.1.2.6
10.2	Proyección inesperada de piezas de maquinaria o fluidos	5.7.2.3
10.3	Fallo o mal funcionamiento del sistema de control	5.8.2, 5.9.2.2, 5.9.3, 5.10.26
10.4	Errores de montaje	5.4.1, 7.1.2.8
10.5	Vuelco, pérdida inesperada de estabilidad de la máquina	5.2, 5.3, 5.4, 7.1.2.8
11	Peligros producidos por la ausencia (temporal) y/o el posicionamiento incorrecto de las medidas/medios relativos a la seguridad, por ejemplo:	
11.1	Todo tipo de resguardos	5.5, 5.6.1.3, 5.6.1.4, 7.1.2.8, 7.1.2.11
11.2	Dispositivos (de protección) relacionados con la seguridad	5.5, 7.1.2.8, 7.1.2.11
11.3	Dispositivos de arranque y parada	5.9.5, 5.9.7, 7.1.2.8, 7.1.2.9
11.4	Señales y pictogramas de seguridad	7.2
11.5	Dispositivos de aviso o información	5.6.3, 7.2
11.6	Dispositivos de desconexión de las fuentes de energía	5.9.6
11.7	Dispositivos de emergencia	5.6.2, 5.10, 7.1.2.6, 7.1.2.8, 7.1.2.11
11.8	Medios para carga/descarga de piezas de trabajo	n.a.
11.9	Equipo y accesorios esenciales para un ajuste y/o mantenimiento seguro	7.1.2.6, 7.1.2.8, 7.1.2.11
11.10	Equipo para captación/evacuación de gases	n.a.

Tabla 4.1.2 Peligros relativos al diseño y construcción generales de elevadores de obra para personas y materiales (Tabla 1 bis de la norma)

	Peligros	Apartados correspondientes en esta norma
	Peligros debidos a movilidad	
12	Iluminación inadecuada de la zona de trabajo/movimiento	n.a.
13	Peligros debidos a movimientos inestables repentinos, etc. durante el manejo	n.a.
14	Diseño de la posición de operación inadecuado / no ergonómico	n.a.
15	Peligros mecánicos	n.a.
16	Peligros debidos a operaciones de elevación	
16.1	Falta de estabilidad	5.2.5, 5.3, 5.4.1, 5.4.2, 7.1.2.8
16.2	Descarrilamiento de la caja	5.4.1, 5.6.1, 5.9.7.2.2
16.3	Pérdida de resistencia mecánica de la maquinaria y accesorios de elevación	5.2, 5.3, 5.5.4, 5.6.2, 5.7, 7.1.2.11
16.4	Peligros causados por movimientos incontrolados	5.5.3, 5.6.2, 5.10, 7.1.2.9
16.5	Peligros causados por movimientos de la caja	5.5, 5.6.1, 5.10.3
16.6	Peligros causados por la caída de objetos sobre la caja	5.6.1.4
17	Vista inadecuada de las trayectorias de las piezas móviles	5.5, 5.6.1, 7.1.2.9
18	Peligros causados por los rayos	n.a.
19	Peligros causados por la carga/sobrecarga	5.2, 5.6, 7.1.2.9

Tabla 4.1.3 Peligros particulares respecto a la movilidad y/o a la disponibilidad de elevación de carga de los elevadores de obra para personas y materiales (Tabla 2 de la norma)

	Peligros para personas elevadas por el montacargas	Apartados correspondientes en esta norma
20	Sobrecarga o exceso de personas en la caja	5.6, 5.7.3, 7.1.2.9
21	Movimiento inesperado de la caja respondiendo a controles externos u otros movimientos de la máquina	5.7.4.1, 5.9.7.1.2, , 5.9.7.2.3, 5.10.4
22	Exceso de velocidad	5.4.3, 5.6.2, 5.7.4.5
23	Caída de personas de la caja	5.6.1
24	Caída o vuelco de la caja	5.4.1, 5.6.2, 5.7, 5.9.7.2.2
25	Exceso de aceleración o frenado de la caja	5.4.3, 5.6.2, 5.7.4.5, 7.1.2.11
26	Debidos a marcados imprecisos	7.3
27	Peligros por la presencia de personas en o sobre la caja	5.6, 5.4.3, 5.10
28	Controles en la planta	5.9.7.1
29	Acceso a la caja	5.5

Tabla 4.1.4 Peligros particulares respecto a la movilidad y/o a la disponibilidad de elevación de carga de los elevadores de obra para personas y materiales (Tabla 3 de la norma)

Caso de carga N°	Caso de carga para	Fuerzas y efectos según el apartado 5.2.2.(X) ^a	Caso de carga ^b
Ia	Uso normal (partes estructurales, incluidos mástiles, ataduras de mástil, bastidor base y todas las otras partes estáticas de la estructura)	(1) ^c , (3), (12.2.1), (13) (2) multiplicado por (7) (4) multiplicado por (7)	A
Ib	Uso normal: caja	(12.3.2) (2) multiplicado por (7) (4) multiplicado por (7)	A
IIa	Carga normal de la caja: mástiles	(1), (2), (3) (6), (12.3.2)	A
IIb	Carga normal de la caja: caja	(2), (6) (12.3.2)	A
IIIa	Fuerzas excepcionales: mástil	1 ^c , (3), (12.3.2), (13) (2) multiplicado por (7) (5) multiplicado por (7)	C
IIIb	Fuerzas excepcionales: caja	(12.3.2) (2) multiplicado por (7) (5) multiplicado por (7)	C
IVa	Efectos excepcionales de dispositivos de seguridad: mástil	(1) ^c , (3), (12.3.2), (13) (2) multiplicado por (8) (4) multiplicado por (8)	C
IVb	Efectos excepcionales de dispositivos de seguridad: caja	(12.3.2) (2) multiplicado por (8) (4) multiplicado por (8)	C
IVc	Efectos excepcionales de dispositivos de seguridad: dispositivo de seguridad	(2) multiplicado por (8) (4) multiplicado por (8)	C
Va	Uso ocasional: techo de caja para personas	(9) multiplicado por (7)	B
Vb	Uso excepcional: techo de caja no diseñado para personas	(10)	C
VI	Fuera de servicio ocasional: mástil	(1), (3), (12.3.2), (13)	B
VII	Fuerzas excepcionales en amortiguadores: efectos de los amortiguadores inferiores en la caja	(2), (4), (15)	C
VIII	Estructura de soporte separada para las plantas. normal ocasional	(3), (6), (12.3.2) (3), (12.3.3)	A B
IX	Montaje (partes estructurales, incluidos mástil, ataduras de mástil, marco base y todas las otras partes estáticas de la estructura)	(1) ^c , (3), (12.3.4), (13) (2) multiplicado por (7) (4) multiplicado por (7)	B

^a X se refiere al apartado correspondiente del apartado 5.2.4. Por ejemplo, para caso de carga IIb (carga de caja normal, caja) deben considerarse las siguientes fuerzas y cargas: 5.2.2.2, 5.2.2.6 y 5.2.2.12.3.1. Éstas son referidas en las tablas de forma abreviada (2), (6), (12.3.2).

^b Véanse las tablas 5 y 6.

^c Si la caja está guiada por un mecanismo articulado de expansión, el peso muerto del mecanismo ha de multiplicarse por el coeficiente de impacto según el apartado 5.2.2.7.

Tabla 4.1.5 Casos de carga (Tabla 7 de la norma)

Caso de carga	Coefficiente de seguridad (S_y)
A	1,5
B	1,33
C	1,25

Tabla 4.1.6 Coeficientes de seguridad para estructuras de acero (Tabla 5 de la norma)

El número de casos de carga incluidos en la tabla 7 de la norma es de 15, abarcando desde el *Ia* hasta el *IX*. Para cada uno de ellos se determinará si es o no relevante al alcance de este proyecto, y en caso de que lo sea, se procederá a desarrollar hipótesis de carga simplificadas que permitan realizar las simulaciones con Algor de las cargas que soporta el elevador. Se tendrán en cuenta las tensiones permitidas por la norma en su apartado 5.2.3 Coeficientes de seguridad (Figura 4.1.1) en función de una correcta elección de los aceros y de los coeficientes de seguridad que hay que aplicar según la tabla 5 de la misma.

5.2.3 Coeficientes de seguridad

5.2.3.1 Estructuras de acero

a) Tensiones permitidas

$$\sigma_0 = \frac{f_y}{S_y}$$

donde

f_y = límite elástico (N/mm^2);

S_y = coeficiente de seguridad en el límite elástico.

Figura 4.1.1 Coeficientes de seguridad para estructuras de acero (Apartado 5.2.3 de la norma)

Este proyecto se centrará en las combinaciones de carga para las condiciones en servicio del elevador. Quedarán fuera del alcance del mismo, y por lo tanto no serán relevantes, las siguientes combinaciones de carga detalladas en la norma: montaje/desmontaje, elevador fuera de servicio, condiciones de funcionamiento con errores de montaje que afecten a la verticalidad de la columna de mástiles, la maniobra de descenso de emergencia. Tampoco se considerarán casos de inestabilidad y vuelco puesto que los mástiles están arriostrados cada 6 metros en las condiciones normales de servicio. Por otro lado, el fabricante de moto-reductores será el

encargado de realizar los análisis de fatiga de los piñones y de los componentes del motor, así como del sistema de frenada del mismo.

Una vez estudiados los casos de carga relevantes se procederá, sobre el más desfavorable de ellos, a la elección de los rodamientos necesarios en función de las cargas que transmiten los rodillos a la columna de mástiles

La metodología que se seguirá para las simulaciones con Algor V18 es la siguiente:

- Simplificación de los modelos de Catia V5 antes de exportarlos a Algor. Eliminación de operaciones innecesarias como redondeos, dejando en su lugar aristas.
- Exportación de los modelos tridimensionales desde Catia V5 a Algor V18, preferiblemente como una única pieza en archivos STEP.
- Definición del tipo de análisis a realizar: análisis estático con materiales lineales
- Elección de las unidades para el análisis en unidades del Sistema Internacional, excepto la longitud que será definida en mm
- Generación del mallado eligiendo el tipo y su tamaño.
- Refinado de los parámetros del mallado si es necesario.
- Aplicación de cargas, condiciones de contorno y de la fuerza de la gravedad al modelo FEA.
- Definición del tipo de contacto entre superficies (bounded)
- Definición del tipo de elemento de mallado (brick)
- Asignación del material al modelo FEA. El material definido en el catálogo de Algor que más se asemeja al acero estructural S355 es: AISI 1020 Steel, cold rolled. Tiene un módulo de elasticidad $E = 205 \text{ GPa}$ y un límite elástico de $f_y = 350 \text{ MPa}$
- Validación del modelo.
- Ejecución del análisis y obtención de resultados.
- Reporte con los resultados del análisis.

En el caso de no obtener unos resultados satisfactorios en los análisis de elementos finitos, se procederá a la modificación y mejora del modelo virtual con Catia V5 y a la posterior realización de nuevo de los análisis con Algor, siguiendo los mismos pasos indicados.

Una vez que todos los resultados de los análisis sean satisfactorios, y el diseño del elevador esté completamente justificado con la norma se redactarán las conclusiones y se indicarán posibles trabajos futuros para finalizar la complementa implementación de este elevador de obra.

CAPÍTULO V

DISEÑO DEL DISPOSITIVO.

5.1. DEFINICIÓN DEL MÁSTIL Y DE LA CREMALLERA.

En el mercado existen por lo general 2 tipos diferentes de geometría de sección del mástil: triangular y cuadrada. En la Figura 5.1.1 y la Figura 5.1.2 se puede ver un ejemplo de un mástil comercial con geometría triangular, y en la Figura 5.1.3 y la Figura 5.1.4 se puede ver un ejemplo de un mástil comercial con geometría cuadrada.

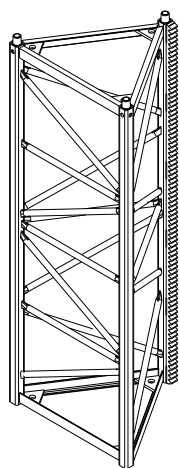


Figura 5.1.2 Mástil triangular - Vista 3D

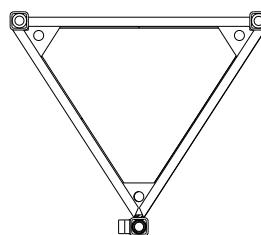


Figura 5.1.1 Mástil triangular - Vista en planta



Figura 5.1.4 Mástil cuadrado. Vista 3D

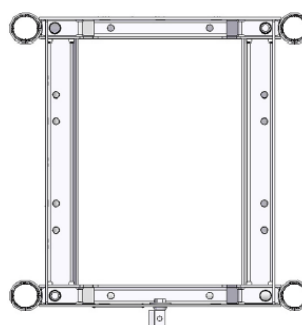


Figura 5.1.3 Mástil cuadrado. Vista en planta

Es sabido en la industria de la elevación piñón-cremallera que el mástil cuadrado tiene un mejor comportamiento que el triangular al ofrecer una mayor estabilidad y resistencia estructural. Además se comporta mejor bajo cargas de torsión que se producen con el funcionamiento natural de la máquina cuando la columna de mástiles no está arriostrada (montaje y desmontaje de la máquina). Por estos motivos los mástiles cuadrados se utilizan para velocidades de desplazamiento, cargas a elevar y alturas de instalación, más elevadas. En la Tabla 5.1.1 se puede comprobar que un mástil de sección cuadrada tiene, en comparación con un mástil de sección triangular, mejor comportamiento bajo cargas de torsión (Ver Figura 5.1.5).


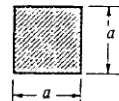
Sección	Tensión máxima de cortadura	Angulo de torsión por unidad de longitud
<p>TRIANGULO EQUILATERO</p> 	$\tau_{\max} = \frac{20 M_T}{a^3}$	$\theta = \frac{80 M_T}{a^4 G \sqrt{3}}$
<p>CUADRADO</p> 	$\tau_{\max} = \frac{M_T}{0.208 a^3}$	$\theta = \frac{7.11 M_T}{G a^4}$

Tabla 5.1.1 Tensiones máximas de cortadura y ángulo de torsión por unidad de longitud para secciones triangulares y cuadradas



Figura 5.1.5 Sección cuadrada sometida a torsión

Donde:

G: es el módulo de elasticidad transversal del material.

M_T : es el momento torsor aplicado

$\tau_{\max 1}$: es la tensión máxima de cortadura a la que es sometida una sección de un triángulo equilátero al aplicarle un momento torsor definido.

$\tau_{\max 2}$: es la tensión máxima de cortadura a la que es sometida una sección de un cuadrado al aplicarle un momento torsor definido.

θ_1 : es el ángulo de torsión por unidad de longitud en una sección de un triángulo equilátero. (Giro relativo total de los extremos de la barra prismática por unidad de longitud)

θ_2 : es el ángulo de torsión por unidad de longitud en una sección de un cuadrado. (Giro relativo total de los extremos de la barra prismática por unidad de longitud)

Comparando las ecuaciones de la Tabla 5.1.1 se deduce que en una sección triangular la tensión de cortadura y el ángulo de torsión por unidad de longitud a la que es sometida la pieza, son mayores que en una sección cuadrada. Esta afirmación es válida si los lados del triángulo y del cuadrado son iguales y el momento torsor aplicado es el mismo.

$$\frac{\tau_{\max 1}}{\tau_{\max 2}} = 96,2 \quad \frac{\theta_1}{\theta_2} = 6.5$$

Por los motivos anteriormente expuestos, para este proyecto se ha optado por la opción de un mástil de sección cuadrada. A continuación se ha procedido a la definición de la cremallera. Según indica la norma en su apartado 5.7.3.1.3, el módulo de los dientes del piñón y la cremallera no debe ser menor que:

- Cuatro (4) para sistemas de accionamiento donde el contra-rodillo, u otro medio de control de engrane, reacciona directamente en la cremallera, sin interposición de cualquier otro perfil de mástil.
- Seis (6) cuando la reacción del contra-rodillo, u otro medio de control de engrane, es por medio de otro elemento del mástil que está entonces en contacto inmediato con la cremallera.

Tradicionalmente en el sector de la elevación piñón-cremallera, se utilizan módulos de 6mm en los mástiles triangulares de andamio motorizado y en montacargas de poca capacidad de carga y velocidad de desplazamiento. Para este proyecto, debido a la velocidad de desplazamiento requerida y a la carga que es necesario elevar, se ha optado por un diseño simple y robusto con un módulo de 8mm y un sistema de accionamiento donde el contra-rodillo reacciona directamente en la cremallera (ver *Figura 5.1.6 Contra-rodillo en contacto directo con la cremallera del mástil*, obtenida del diseño final del elevador).

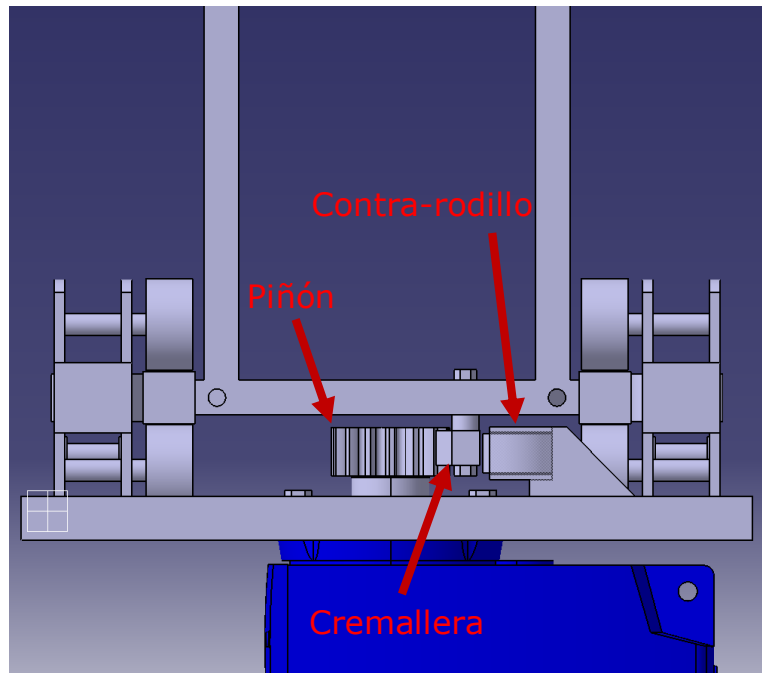


Figura 5.1.6 Contra-rodillo en contacto directo con la cremallera del mástil

Los fabricantes de cremalleras parten de barras macizas de 6 metros de longitud que mecanizan. El paso en los dientes de la cremallera delimitará el número de dientes total para una longitud determinada. A su vez, la longitud de la cremallera marcará la longitud total del mástil. Para economizar el precio de las cremalleras se requiere el mínimo desperdicio de material posible. Es conveniente no hacer mástiles demasiado largos, que dificulten mucho su montaje así como su transporte o almacenamiento (debido a las dimensiones y el peso). Una longitud de la cremallera en torno a 1.5 metros sería una opción válida, obteniendo 4 cremalleras fabricadas por cada 6 metros de material macizo del que se parte.

El número de dientes de la cremallera se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$m = \frac{Dp}{Z} \rightarrow Z = \frac{Dp}{m} = \frac{477.46mm}{8mm} \approx 59.68dientes \Rightarrow 59dientes$$

Donde:

Dp: diámetro primitivo [mm]

Z: nº dientes

m: módulo [mm]

El “diámetro primitivo” de una cremallera se calcula por medio de la propia longitud de la cremallera

$$L_{cremallera} = Dp \cdot \pi \rightarrow Dp = \frac{L}{\pi} = \frac{1500}{\pi} = 477,46mm$$

Por lo tanto la longitud real de la cremallera que se obtiene con 59 dientes es de:

$$m = \frac{Dp}{Z} \rightarrow m = \frac{L_{\text{cremallera}}}{\pi \cdot Z} \rightarrow L_{\text{cremallera}} = m \cdot \pi \cdot Z = 8\text{mm} \cdot \pi \cdot 59 = 1482,83\text{mm}$$

El ancho de la cremallera que se ha elegido es de 40mm y la longitud total del mástil de 1483mm. Esta diferencia de longitudes garantiza un montaje correcto de la torre de mástiles y una ligera tolerancia que asegure la continuidad del paso entre cremalleras contiguas.

En base a las dimensiones que existen en el mercado para los mástiles cuadrados de diferentes fabricantes, y buscando un compromiso entre resistencia, peso, y costes de materiales y fabricación, se ha optado por una sección cuadrada con dimensiones exteriores de 560mm x 560mm (Figura 5.1.7). El mástil está completamente fabricado con tubos de acero cuadrados S355 J2H, de diferentes dimensiones y espesores. La celosía de la parte superior del mástil está orientada en sentido contrario a la de la parte inferior, de manera que se garantice que éste soporte adecuadamente cargas laterales en diferentes direcciones.

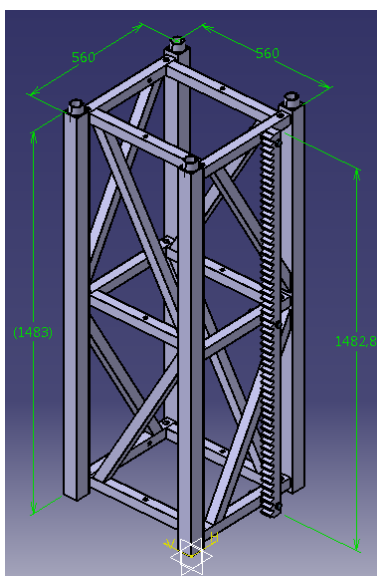


Figura 5.1.7 Dimensiones generales y disposición del mástil. Vista 3D

Se ha elegido un diseño de cremallera atornillada al mástil. El motivo es porque ésta es el elemento de mayor desgaste del mismo y de esta manera se podría proceder a su sustitución en el futuro en caso de que algún diente sufra un desgaste excesivo. Es relevante destacar que el material del piñón del moto-reductor ha de ser igual o ligeramente más duro que el de la cremallera y nunca al revés por motivos de seguridad. Generalmente el material usado en las cremalleras para este tipo de aplicaciones es C45E (F144 bonificado y templado HRc 52).

La cremallera se atornilla al mástil por tres puntos usando tornillos DIN 931 M14x120mm cal 8.8 cincados y tuercas autoblocantes DIN 985 M14 cal 8 cincadas. De esta manera se asegura

que la cremallera se mantiene en su posición correcta puesto que las fijaciones no se pueden aflojar involuntariamente. La orientación de los dientes de la cremallera (hacia la izquierda o hacia la derecha) no influye en el comportamiento del elevador, únicamente lo hace en el sentido de giro de enclavamiento del paracaídas. En este proyecto se ha elegido que los dientes de la cremallera estén orientados hacia la izquierda (Figura 5.1.8).

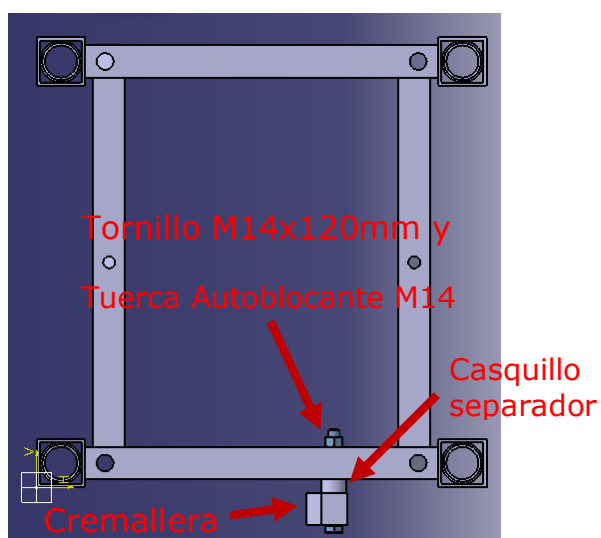


Figura 5.1.8 Disposición de la cremallera y fijación de la misma al mástil. Vista en planta

En la Figura 5.1.9 se indican las superficies de rodadura de los rodillos (flechas rojas) y contra-rodillos (flecha verde) del grupo motor y de la cesta sobre el mástil. Los círculos amarillos representan los puntos de anclaje del mástil con el arriostre:

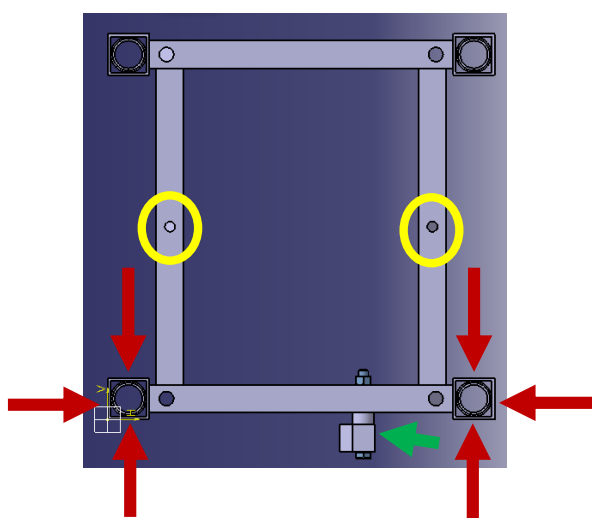


Figura 5.1.9 Superficies de rodadura del mástil y puntos de anclaje del arriostre. Vista en planta

Los mástiles se han diseñado con unos tetones centradores soldados en el extremo final superior de los 4 tubos verticales (indicados con flechas rojas en la Figura 5.1.10). Estos tetones insertan en la parte inferior del mástil inmediatamente superior, facilitando el montaje de la torre de mástiles y evitando discontinuidades en las superficies de rodadura de los rodillos.

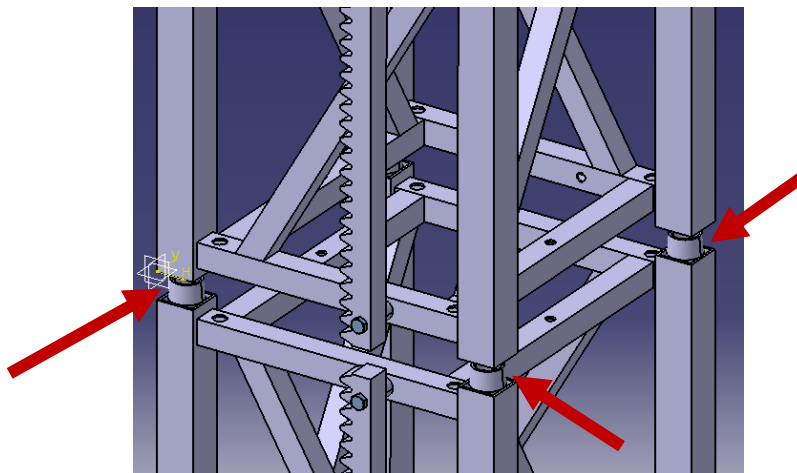


Figura 5.1.10 Unión entre mástiles con tetones centradores

Los mástiles se fijan en sus esquinas con 4 tornillos DIN 931 M20x150mm cincados calidad 8.8 y 4 tuercas autoblocantes DIN 985 M20 cal 8 cincadas (flechas rojas en la Figura 5.1.11). De esta manera se garantiza las conexiones entre longitudes individuales de mástil, proporcionando una transmisión efectiva de la carga y manteniendo el alineamiento. El aflojamiento solo es posible por una acción manual intencionada. Como ya se ha explicado, las dimensiones definidas para el mástil y la cremallera, aseguran la continuidad del paso de la cremallera (circulo verde en la Figura 5.1.11).

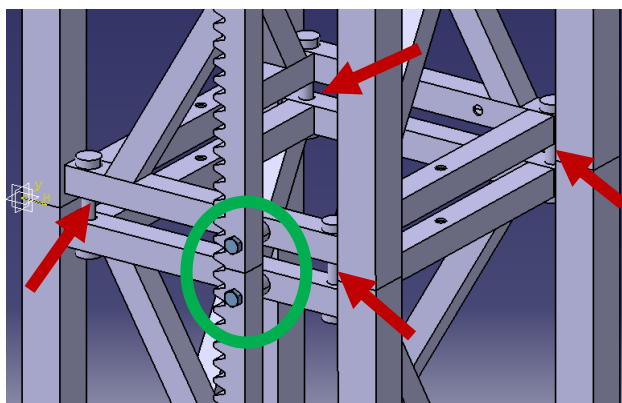


Figura 5.1.11 Unión entre mástiles con tornillo y tuerca. Continuidad del paso de la cremallera

5.2. DEFINICIÓN DE LA ATADURA DEL MASTIL O ARRIOSTRE.

Se instalan cada 6 metros (cada 4 tramos verticales o mástiles). El arriostre ha sido diseñado con tubo cuadrado estructural de 50x50x3mm. Se fija al mástil a través de 2 tornillos DIN 931 M14x120mm cincados calidad 8.8 y 2 tuercas autoblocantes DIN 985 M14 cal 8.8. La fijación al forjado de hormigón del edificio se realiza a través de las 2 pletinas que tiene en su extremo más alejado del mástil. Para ello se usan 4 tornillos (2 en cada pletina) con taco metálico de alta resistencia especialmente indicados para esta aplicación, modelo: Würth anclaje-fix-anker W-FA cincado M16x150mm.

Para este proyecto se ha optado por una versión simplificada del arriostre (Figura 5.2.1) que posee una longitud constante y no permite un ajuste en la dirección axial hacia el edificio. El motivo es para simplificar los análisis de elementos finitos con Algor V18.

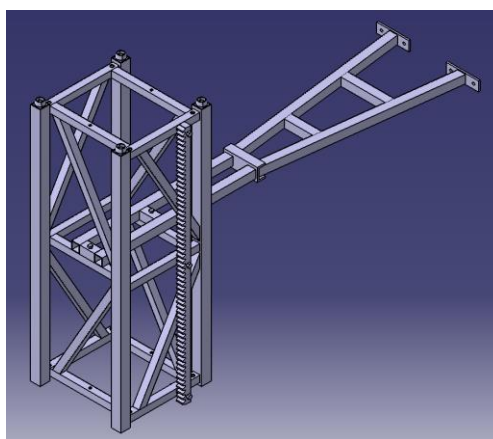


Figura 5.2.1 Fijación del arriostre al mástil y al forjado

5.3. DEFINICIÓN DEL MARCO BASE.

La base se posee unas dimensiones en planta de 1900mm de ancho por 2520mm de largo. Se ha diseñado con perfil UPN120 y tubo estructural 120x60x4mm, siendo todos los aceros S355. Se ancla a la zapata de hormigón con 6 tornillos Würth anclaje-fix-anker W-FA cincado M20x150mm (flechas verdes en la Figura 5.3.1).

Además posee 2 topos amortiguadores para absorber pequeños impactos debidos a una mala regulación de la parada en la planta a nivel del suelo, y 4 tetones centradores soldados que sirven para posicionar correctamente el primer mástil. Éste se fija a la base usando 4 tornillos DIN 931 M20x150mm cincados calidad 8.8 y 4 tuercas autoblocantes DIN 985 M20 cal 8 cincada

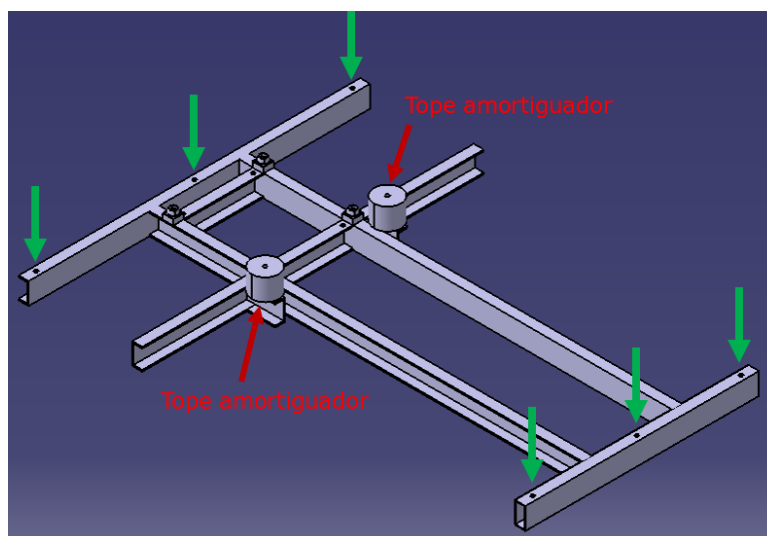


Figura 5.3.1 Fijación de la base a la zapata de hormigón y colocación del primer mástil

5.4. DEFINICIÓN DEL PIÑÓN.

Para evitar el fenómeno de penetración en el piñón se recomienda que tengan como mínimo 14 dientes. Fabricar un piñón más grande incurriría en un gasto de material mayor, puesto que se partiría de un tocho redondo de mayor diámetro. Además los fabricantes de moto-reductores ofrecen un abanico muy grande de reducciones disponibles con los que se puede conseguir la velocidad lineal de elevación deseada. Por estos motivos se ha elegido para este proyecto un piñón con las siguientes características: $m: 8\text{mm}$, $Z: 15$ dientes $\rightarrow D_p: 120\text{mm}$. El material elegido será ligeramente más duro que el de la cremallera, siendo generalmente para este tipo de aplicaciones acero de cementación 18CrNiMo7-6 (conocido también como F1540 HRC 58-62).

5.5. ELECCION DE LOS MOTO-REDUCTORES.

El dimensionado y la elección correcta de los moto-reductores es fundamental para la seguridad de la máquina y lo que se transporta en su interior. Una mala elección puede ocasionar problemas extremadamente graves a sus ocupantes o al material que se transporta. A continuación se detalla exhaustivamente el proceso que se ha seguido para la elección de los moto-reductores.

5.5.1. TIPOS DE REDUCTORES Y MOTORES.

Los principales tipos de reductores usados dentro del sector de la elevación piñón-cremallera son los siguientes:

- Reductores coaxiales (Figura 5.5.1):

Se montan con 2, 3, 4 o hasta 5 trenes de engranajes. La disposición entre el eje de salida del motor y el eje de salida del reductor es coaxial. Tienen un rendimiento aproximado entorno al 90% según datos del fabricante. La gama de potencia comprende desde 0.12KW a 160KW y soportan un par de hasta 23.000 N.m.

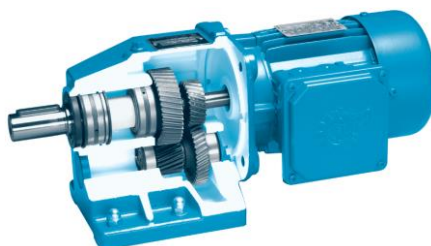


Figura 5.5.1 Reductor de ejes coaxiales

- Reductores de ejes paralelos (Figura 5.5.2):

Se montan hasta con 3 trenes de reducción. La disposición en paralelo entre el eje de salida del motor y el del eje de salida del reductor permite que la longitud de montaje sea menor, siendo el reductor más corto. Tienen un rendimiento aproximado entorno al 90% según datos del fabricante. La gama de potencia comprende desde 0.12KW a 200KW y soportan un par de hasta 90.000 N.m.



Figura 5.5.2 Reductor de ejes paralelos

- Reductores de engranajes cónicos (Figura 5.5.3):

Se montan con hasta 4 etapas de reducción. La disposición entre el eje de salida del motor y el eje de salida del reductor forma un ángulo de 90°. En ocasiones esta situación es necesaria debido a restricciones de espacio donde se va a instalar el moto-reductor. Dependiendo de la posición de la corona respecto del piñón cónico (a la izquierda o la derecha) se invertirá el sentido de rotación del eje de salida la reductora. Según los datos del fabricante, su rendimiento se considera prácticamente constante a lo largo de todo el rango de reducciones, con un valor aproximado en entorno al 90%. La gama de potencia comprende desde 0.12KW a 200KW y soportan un par de hasta 50.000 N.m.

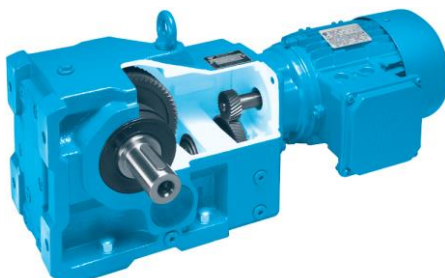


Figura 5.5.3 Reductor de engranajes cónicos

- Reductores sin fin corona con pre-reducción helicoidal (Figura 5.5.4):

Se montan con 2 o 3 trenes de reducción. Al igual que los reductores de engranajes cónicos, la disposición entre el eje de salida del motor y el eje de salida del reductor forma un ángulo de 90° . En ocasiones esta situación es necesaria debido a restricciones de espacio donde se va a instalar el moto-reductor. A los engranajes coaxiales se les aplica un tratamiento termoquímico de templado por cementación. Por su parte el tren de sinfín corona tiene un sinfín cilíndrico endurecido y una corona que va soldada al buje y que está fabricada en bronce. Tienen un rendimiento aproximado entorno al 85% según datos del fabricante y se caracteriza por tener un bajo ruido durante el funcionamiento. La gama de potencia comprende desde 0.12KW a 15KW y soportan un par de hasta 3.000 N.m.



Figura 5.5.4 Reductor sin fin con pre-reducción helicoidal

Los motores usados en la mayoría de los casos de elevación con un sistema piñón-cremallera son motores de corriente alterna asíncronos trifásicos de jaula de ardilla. Las principales ventajas que ofrecen estos motores respecto de los motores de corriente alterna monofásicos de jaula de ardilla son las siguientes:

- Los motores trifásicos son más eficientes, es decir tienen menos pérdidas internas.
- No necesitan bobina de arranque y por lo tanto tampoco capacitores y mucho menos interruptores centrífugos que son comunes en los motores monofásicos. Por lo que al ser más sencillos necesitan menos mantenimiento.
- Pueden cambiar el sentido de rotación con solo invertir dos de las tres líneas de entrada.
- Permiten diferentes tipos de conexiones. Conexión estrella y conexión en triángulo.

- En motores de la misma potencia, los trifásicos son mucho más pequeños en tamaño.

Los motores de corriente alterna monofásicos son usados ocasionalmente en máquinas con potencias limitadas, que han de funcionar en lugares donde no es posible tener una acometida trifásica. Por ejemplo en labores de rehabilitación de edificios en cascos históricos o en barrios antiguos de ciudades.

La talla de las carcasas de los motores está regulada en función de la potencia de los mismos a través de la norma IEC / EN 60072-1 (Tabla 5.5.1) por la organización de normalización CEI (Comisión Electrotécnica Internacional), también conocida por sus siglas en inglés IEC (International Electrotechnical Commission).

Standard output								
Frame size	Shaft extension diameter		Rated output				Flange number	
	2 poles mm	4,6,8 poles mm	2 poles kW	4 poles kW	6 poles kW	8 poles kW	Free holes (FF)	Tapped holes (FT)
56	9	9	0.09 or 0.12	0.06 or 0.09			F100	F65
63	11	11	0.18 or 0.25	0.12 or 0.18			F115	F75
71	14	14	0.37 or 0.55	0.25 or 0.37			F130	F85
80	19	19	0.75 or 1.1	0.55 or 0.75	0.37 or 0.55		F165	F100
90S	24	24	1.5	1.1	0.75	0.37	F165	F115
90L	24	24	2.2	1.5	1.1	0.55	F165	F115
100L	28	28	3	2.2 or 3	1.5	0.75 or 1.1	F215	F130
112M	28	28	4	4	2.2	1.5	F215	F130
132S	38	38	5.5 or 7.5	5.5	3	2.2	F265	F165
132M	38	38	-	7.5	4 or 5.5	3	F265	F165
160M	42	42	11 or 15	11	7.5	4 or 5.5	F300	F215
160L	42	42	18.5	15	11	7.5	F300	F215
180M	48	48	22	18.5	-	-	F300	
180L	48	48	-	22	15	11	F300	
200L	55	55	30 or 37	30	18.5 or 22	15	F350	
225S	55	60	-	37	-	18.5	F400	
225M	55	60	45	45	30	22	F400	
250M	60	65	55	55	37	30	F500	
280S	65	75	75	75	45	37	F500	
280M	65	75	90	90	55	45	F500	
315S	65	80	110	110	75	55	F600	
315M	65	80	132	132	90	75	F600	

Tabla 5.5.1 Tallas de las carcasas para motores en función del diámetro del eje de salida, potencia y número de la brida

Entre otras normas publicadas por esta organización cabe también destacar la de clasificación de los motores en función de su eficiencia energética IEC / EN 60034-30 (Figura 5.5.5).

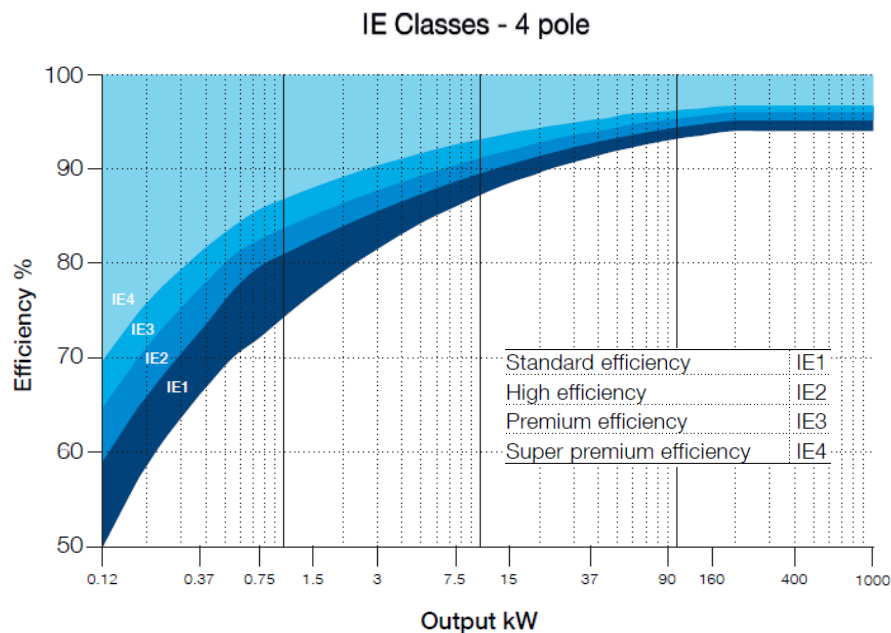


Figura 5.5.5 Clasificación de los motores en función de su eficiencia energética

5.5.2. CÁLCULO DE LOS MOTO-REDUCTORES REQUERIDOS.

La velocidad de elevación requerida es de 36m/min y la masa total a elevar es de 3200Kg, constituida de la siguiente manera:

$$M_{TOTAL} = M_{ASCENSOR} + M_{CARGA} = 1200Kg + 2000Kg = 3200Kg$$

La potencia de los motores para mecanismos de elevación se calcula de la siguiente manera:

$$P[KW] = \frac{F[N] \cdot v[m/s]}{1000 \cdot \eta}$$

Siendo: η = rendimiento global; $\eta = \eta_{reductor} \cdot \eta_{carga}$

$\eta_{reductor}$: es el rendimiento del reductor. Depende del tipo de reductor elegido y del número de etapas de reducción que tenga. Cuantas más etapas de reducción, más caerá el rendimiento. Oscilará entre el 85 ~ 90% en esta aplicación

η_{carga} : es la resistencia que ofrece la propia carga a ser elevada. Su valor estimado recomendado por el fabricante de moto-reductores para esta aplicación es del 90%

El elevador de este proyecto consta de dos moto-reductores que se montan junto con un variador de frecuencia. El variador de frecuencia es un dispositivo electrónico que permite controlar la velocidad rotacional de los motores por medio del control de la frecuencia de alimentación suministrada a estos. El elevador es más seguro si funciona con este dispositivo, puesto que los arranques y las paradas de los motores se realizan con una rampa de aceleración/deceleración que protege la vida del moto-reductor, en lugar de un arranque/parada brusco a plena carga. Esta situación provocaría un mayor deterioro del moto-reductor y una sensación de confort menor para los pasajeros que estuviesen en el interior del elevador.

Los motores alimentados con un variador de frecuencia pueden operar por encima de su frecuencia nominal (velocidad de giro) de dos maneras diferentes. Una de ellas es operando en el rango de debilitamiento del campo y la otra es usando la curva característica de 87Hz. Esta última técnica (denominada en inglés 87Hz characteristic) permite considerables ventajas sobre la conexión "normal" de los motores, que es de 230V Δ (triángulo) 50Hz / 400V Y (estrella) 50Hz.

Se dice que el motor opera en el rango de debilitamiento del campo cuando el voltaje de salida del variador de frecuencia con el que alimentamos los motores no se incrementa aunque se aumente la frecuencia, o lo que es lo mismo, el motor opera a su tensión nominal y con una frecuencia superior a la nominal. De esta manera la velocidad del motor aumenta y el par disminuye. A una potencia constante, el par disminuye inversamente proporcional a la velocidad. Por otra parte se dice que el motor opera en la curva característica de 87Hz cuando permite ser alimentado por el variador de frecuencia con 400V a 87Hz en su conexión en estrella. Al hacer esto se aumentan la tensión nominal, la frecuencia nominal y la potencia nominal en un valor de raíz cuadrada de tres (1.7), manteniendo un par casi constante. Por lo tanto el motor no está funcionando en el rango de debilitamiento del campo si no que opera con un flujo constante (Figura 5.5.6).

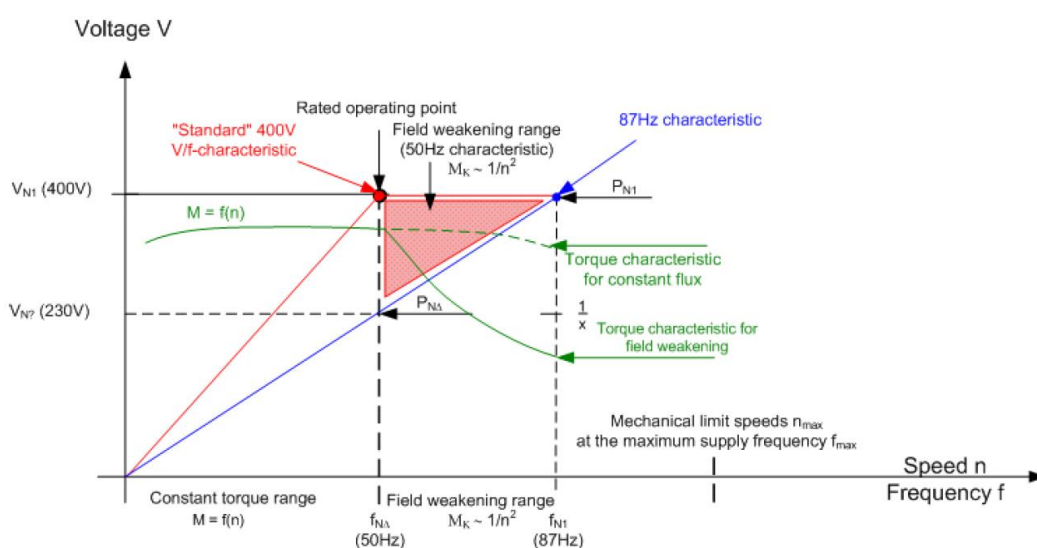


Figura 5.5.6 Curvas f-V para motores operando por encima de su frecuencia nominal

La principal ventaja de esta técnica es que una misma talla de carcasa de un motor CEI ofrece $\sqrt{3}$ veces más potencia con esta conexión, manteniendo además el par constante ($P = M \cdot \omega$). Esto supone una reducción en los costes de la compra del motor y una ventaja en aplicaciones donde existen limitaciones de espacio para el alojamiento del mismo. Otras ventajas a tener en cuenta si se aplica esta técnica son:

- Mayor rango de velocidades de giro del motor
- Posibilidad de evitar tener que usar un ventilador auxiliar.

Por otro lado es necesario tener en cuenta algunos aspectos en la elección del motor cuando lo alimentamos con la curva característica de 87Hz 400V estrella:

- Los rodamientos estarán sometidos a mayores esfuerzos y velocidades de giro, pudiendo afectar a su vida.
- El incremento de las cargas térmicas.
- Incremento de los esfuerzos dieléctricos

La potencia necesaria para el elevador de este proyecto en el escenario más desfavorable posible sería por lo tanto:

$$P[KW] = \frac{F[N] \cdot v[m/s]}{1000 \cdot \eta} = \frac{3200 \cdot 9,81 \cdot 36}{1000 \cdot 0,765 \cdot 60} = 24,6KW$$

$$\text{Siendo: } \eta = \eta_{\text{reductor}} \cdot \eta_{\text{carga}} = 0,85 \cdot 0,90 = 0,765$$

Teniendo en cuenta que para este proyecto se usan 2 moto-reductores alimentados en su curva característica de 87Hz, cada uno de los motores elegidos son: trifásicos de 4 polos de jaula de ardilla, potencia de 7.5KW, talla de carcasa 132M y alta eficiencia IE2.

$$P_{\text{MOTORES}} = \frac{P / \sqrt{3}}{2} = \frac{24,6KW / \sqrt{3}}{2} = 7.1KW -- > 7.5KW$$

En los motores trifásicos asíncronos de jaula de ardilla existe un deslizamiento. Este deslizamiento sucede porque el rotor gira más despacio que el campo magnético estatórico. La diferencia porcentual entre estas velocidades se llama deslizamiento (S) y es una magnitud muy importante, que aporta información interesante sobre el comportamiento del motor. El deslizamiento se cuantifica con la siguiente ecuación:

$$S[\%] = \frac{N_s - N_r}{N_s} \cdot 100$$

Donde:

N_r = velocidad del rotor [rpm]

N_s = velocidad de sincronismo [rpm]. Se calcula usando la siguiente ecuación:

$$N_s[rpm] = \frac{60 \cdot f}{P} = \frac{120 \cdot f}{p}$$

Siendo:

f = la frecuencia de alimentación del motor [Hz]

P = número de pares de polos del motor (2 para este elevador)

p = polos del motor (4 para este elevador)

Por lo tanto alimentando al motor con 87Hz se obtienen los siguientes valores:

$$N_s = \frac{120 \cdot f}{p} = \frac{120 \cdot 87}{4} = 2610[rpm]$$

Los fabricantes de motores aportan el siguiente dato típico para la velocidad del rotor: N_r = 2511 [rpm]

De manera que el deslizamiento obtenido es de:

$$S[\%] = \frac{N_s - N_r}{N_s} \cdot 100 = \frac{2610 - 2511}{2610} \cdot 100 = 3,79\%$$

Es un valor muy parecido al que se obtendría con motores alimentados de manera convencional (230V Δ (triangulo) 50Hz / 400V Y (estrella) 50Hz). En este caso el valor del deslizamiento típico sería de 3,3 (Tabla 5.5.2).

Número de polos	N_s rpm	N_r rpm	S %
2	3000	2950	1,6
4	1500	1450	3,3
8	750	700	6,6
10	600	550	8

Tabla 5.5.2 Deslizamientos en motores trifásicos asíncronos de jaula de ardilla alimentados de manera convencional

Para conseguir una velocidad de desplazamiento de 36m/min es necesario tener en la salida del reductor (piñón que engrana en la cremallera del mástil) una velocidad angular de 95,49rpm.

$$v_{lineal}[m/min] = n_{reductor}[rpm] \cdot \pi \cdot D_{primitivo}[m]$$

$$n_2 = n_{reductor}[rpm] = \frac{v_{lineal}[m/min]}{\pi \cdot D_{primitivo}[m]} = \frac{36}{\pi \cdot 0,12} = 95,49[rpm]$$

Por lo tanto la reducción i que se necesitaría en la reductora debería ser de aproximadamente 26,3:

$$i = \frac{n_{motor}[rpm]}{n_2[rpm]} = \frac{2511}{95,49} = 26,3$$

El par necesario para elevar la carga de esta aplicación en función de cada tipo de reductora sería:

$$M_2 = \frac{9550 \cdot P_1 \cdot \eta_{reductor}}{n_2[rpm]}$$

Donde:

M_2 = Par que ofrece el reductor a la salida para poder elevar la carga.

P_1 = Potencia que ofrece el motor de 7.5KW cuando se conecta a 400V triángulo 87Hz: 13KW

n_2 = rpm a la salida del reductor (95,49rpm).

$\eta_{reductor}$ = valores indicados por el fabricante.

La fuerza radial en el eje se calcula con la siguiente fórmula:

$$F_{r_{eje}}[KN] = \frac{2 \cdot M_2[N \cdot m]}{D_p[mm]} \cdot f_z$$

Donde el factor de fuerza radial f_z se obtiene de la Tabla 5.5.3:

Factor de fuerza radial f_z

Elementos de transmisión	f_z	Notas
Engranajes	1,1	$z \leq 17$ dientes
Piñones de cadena	1,4	$z \leq 13$ dientes
Piñones de cadena	1,2	$z \leq 20$ dientes
Poleas de correa trapezoidal estrecha	1,7	Tensadas previamente
Poleas de correa plana	2,5	

Tabla 5.5.3 Factor de fuerza radial f_z

La fuerza axial en esta aplicación no es tomada en cuenta puesto que no es significativa en comparación con la fuerza radial.

Otro factor muy importante a tener en cuenta en la elección de la reductora es el factor de servicio, que se define como:

$$f_B = \frac{M_{2_{MAX}}}{M_2}$$

Donde:

M_2 = Par que nos ofrece el reductor a la salida para poder elevar la carga.

$M_{2_{MAX}}$ = Par de salida máximo del reductor.

Los picos de par con una corta duración y que se producen de manera esporádica no se tienen en cuenta a la hora de seleccionar la potencia nominal en un motor trifásico. Por el contrario, han de tenerse en cuenta en la selección del reductor. Es por este motivo que el factor de servicio f_B del reductor tiene en cuenta estas circunstancias y otros posibles efectos negativos sobre el reductor. El factor de servicio ha de ser mayor que uno, siendo mejor cuanto más grande sea su valor.

En la Tabla 5.5.4 se ha calculado el par necesario para elevar la carga y la fuerza radial en el eje para cada tipo de reductora:

TIPO DE REDUCTOR	$\eta_{REDUCTOR}$	P_1 [KW]	n_2 [rpm]	M_2 [N.m]	Fr_{eje} [KN]
REDUCTORES DE EJES PARALELOS	0,9	13	95,49	1170,1	21,5
SIN FIN CORONA CON PRERREDUCCIÓN HELICOIDAL	0,85	13	95,49	1105,1	20,3
REDUCTORES COAXIALES	0,9	13	95,49	1170,1	21,5
REDUCTORES DE ENGRANAJE CÓNICO	0,9	13	95,49	1170,1	21,5

Tabla 5.5.4 Par necesario para elevar la carga y fuerza radial en el eje

Con estos cálculos iniciales se puede elegir en las tablas de reductores del fabricante el modelo adecuado para esta aplicación. La nomenclatura usada en los catálogos por el fabricante NORD se muestra en la Tabla 5.5.5.

Structure of the power and gear ratio tables for geared motor types

0.55 kW → Geared motor power

Nominal power of motor

Output speed at nominal motor speed

Output torque

Operating factor

Total gear ratio

Gear unit type

Weight

Dimensioned drawing:
see page

P_1 [kW]	n_2 [min ⁻¹]	M_2 [Nm]	f_B	i_{ges}	F_R [kN]	F_A [kN]	F_{RVL} [kN]	F_{AVL} [kN]		kg	mm
0,55	1.6	3261	0.9	881.60	18.7	40.0	28.0	40.0	SK 9043.1 - 80 SH/4	129	D86-87
	2.2	2386	1.2	645.18	23.6	40.0	28.0	40.0			
	2.5	2101	1.3	568.04	24.7	40.0	28.0	39.7			
	4.0	1297	2.2	350.72	27.0	40.0	28.0	36.2			
	5.1	1034	2.7	# 279.60	27.4	40.0	28.0	34.5			

Applies for worm geared motors
- only available in version .Z or .F

Permissible radial force on output side
Normal bearings
The listed values for F_R
are calculated for $F_A = 0$

Permissible axial force on output side
Normal bearings
The listed values for F_R
are calculated for $F_A = 0$

Permissible axial force on output side
Reinforced bearings
(Except for SK 9072.1, bevel gear
units are only available in the foot
mounted version). The listed values
for F_A are calculated for $F_R = 0$

Permissible radial force on output side
Reinforced bearings
(Except for SK 9072.1, bevel gear
units are only available in the foot
mounted version). The listed values
for F_R are calculated for $F_A = 0$

Tabla 5.5.5 Nomenclatura del catálogo de reductores

Donde:

P_1 = Potencia nominal del motor (a 50Hz 230/400V Δ/Y)

n_2 = Velocidad angular a la salida del reductor.

M_2 = Par que ofrece el reductor a la salida para poder elevar la carga.

f_B = Factor de servicio

i = Reducción

F_R = Fuerza radial admisible con rodamientos normales.

F_{RVL} = Fuerza radial admisible con rodamientos reforzados.



F_A = Fuerza axial admisible con rodamientos normales.

F_{AVL} = Fuerza axil admisible con rodamientos reforzados.

Gear unit type: modelo de la reductora.

Weight: Peso unitario de la reductora.

Las posibles soluciones para los reductores de ejes paralelos se muestran en la Tabla 5.5.6:

IE2 7,50 kW

P_1 [kW]	n_2 [min ⁻¹]	M_2 [Nm]	f_B	i_{ges}	F_R [kN]	F_A [kN]	F_{RVL} [kN]	F_{AVL} [kN]		kg	mm
7,50	5,0	14424	0,9	294,01	45,9	73,0	100,0	105,0	SK 8382 - 132 MH/4	432	C93
	6,0	11873	1,1	242,02	46,6	73,0	100,0	105,0			
	7,9	9108	1,4	185,66	47,6	73,0	100,0	105,0			
	9,6	7498	1,8	152,83	46,7	73,0	100,0	105,0			
	10	7060	1,8	143,91	47,0	73,0	100,0	105,0			
	12	5812	2,1	118,47	45,7	73,0	100,0	105,0			
	14	5063	2,4	103,21	44,7	73,0	97,2	105,0			
	16	4461	2,7	90,94	44,0	73,0	94,6	105,0			
	19	3713	3,3	75,69	42,4	73,0	90,3	105,0			
	20	3542	2,2	72,21	42,3	72,4	-	-	SK 8282 - 132 MH/4	428	C92
	9,0	7956	0,8	162,17	33,4	58,0	74,0	80,0	SK 7382 - 132 MH/4	307	C91
	9,7	7387	1,0	150,57	34,3	58,0	75,3	80,0			
	12	6052	1,2	123,37	34,5	58,0	77,7	80,0			
	14	5229	1,4	106,59	34,3	58,0	79,0	80,0			
	16	4571	1,6	93,18	34,0	58,0	79,8	80,0			
	19	3866	1,9	78,81	33,3	58,0	77,6	80,0			
	21	3341	2,2	68,10	32,5	58,0	75,1	80,0			
	25	2920	2,4	59,52	32,0	56,3	72,9	80,0			
	27	2619	2,7	53,38	31,5	54,8	71,1	80,0			
	21	3421	1,7	69,73	33,3	58,0	76,0	80,0	SK 7282 - 132 MH/4	300	C90
	26	2792	2,0	56,91	31,8	55,9	72,3	80,0			
	13	5631	1,0	114,79	28,3	46,5	49,9	60,0	SK 6382 - 132 MH/4	234	C89
	16	4544	1,3	92,63	29,0	46,5	53,2	60,0			
	19	3688	1,6	75,18	28,9	46,5	55,2	60,0			
	20	3606	1,5	73,50	28,5	46,5	55,4	60,0			
	24	2927	1,9	59,66	28,0	46,5	56,6	60,0			
	29	2505	2,0	51,07	27,5	46,5	57,2	60,0			
	34	2083	2,2	42,46	26,7	46,0	55,6	60,0			
	40	1783	2,6	36,34	26,0	44,0	53,6	60,0			
	47	1516	3,0	30,91	25,2	42,0	51,6	60,0			
	24	2996	1,5	61,08	28,6	46,5	56,5	60,0	SK 6282 - 132 MH/4	237	C88
	29	2441	1,7	49,75	27,5	46,5	57,3	60,0			
	37	1937	1,7	39,48	26,4	45,1	54,7	60,0			
	49	1467	3,1	29,90	25,2	42,0	51,4	60,0			
	56	1278	3,5	26,05	24,5	40,0	49,6	60,0	SK 5282 - 132 MH/4	153	C86
	26	2725	0,9	55,55	16,6	31,8	38,8	40,0			
	28	2526	1,3	51,49	16,6	32,0	38,3	40,0			
	35	2058	1,6	41,94	16,2	32,0	36,5	40,0			
	36	2002	1,2	40,80	16,4	30,8	36,6	40,0			
	41	1740	1,6	35,46	15,9	31,0	35,2	40,0			
	44	1640	1,4	33,43	16,1	29,8	35,2	40,0			
	48	1496	1,9	30,50	15,9	30,4	34,3	40,0			
	58	1226	2,4	25,00	15,4	28,9	32,9	40,0			
	72	999	3,1	20,36	14,7	27,0	31,2	40,0	SK 4282 - 132 MH/4	117	C84
	77	926	2,8	18,88	14,6	26,6	30,7	40,0			
	36	1999	0,8	40,74	9,2	17,6	24,2	30,0			
	38	1879	1,1	38,31	8,9	17,1	23,7	30,0			
	40	1806	0,8	36,81	9,2	17,5	23,8	30,0			
	45	1587	1,0	32,34	9,5	17,8	23,4	30,0			
	46	1572	1,1	32,04	9,1	17,2	23,1	30,0			
	55	1297	1,4	26,43	9,5	17,6	22,6	30,0			
	56	1288	1,2	26,25	9,6	17,8	22,6	30,0			
	65	1098	1,5	22,39	9,3	17,1	21,8	30,0			
	68	1052	1,6	21,45	9,4	17,3	21,7	30,0			

Tabla 5.5.6 Catálogo de reductores de ejes paralelos

De las tres posibles opciones que el catálogo del fabricante NORD proporciona se desecha el tercer modelo (SK 4282 – 132 MH/4) porque el valor de la fuerza radial máxima admisible por el reductor (22,6KN) es solo ligeramente superior a la requerida en la aplicación (21,5KN). El primer modelo (SK 6282 – 132 MH/4) también se desecha porque el tamaño del reductor es excesivamente grande y esto encarecería en exceso el precio.

Finalmente se elige el segundo modelo (SK 5282 – 132 MH/4). Ofrece unos valores admisibles de carga radial suficientes si se adquiere con rodamiento reforzado (32,9KN). Este reductor posee un factor de servicio de 2.4. Esto quiere decir que en el caso de este elevador, los reductores admitirían pares puntuales (no muy prolongados en el tiempo) de 2.4 veces el valor nominal del par, es decir:

$$M_{2_{MAX}} = f_B \cdot M_2 = 2,4 \cdot 1226 = 2942,4 N \cdot m$$

Este reductor tiene una reducción de $i=25,0$ de manera que la velocidad lineal real de desplazamiento del elevador sería de 37.8m/min, calculada de la siguiente manera:

$$v_{lineal}[m/min] = n_2[rpm] \cdot \pi \cdot D_{primitivo}[m] = 100,4 \cdot \pi \cdot 0,12 = 37,8[m/min]$$

Donde:

$$n_2[rpm] = \frac{n_{motor}[rpm]}{i} = \frac{2511}{25} = 100,4[rpm]$$

Para los reductores sin fin corona con pre-reducción helicoidal se obtiene una posible según la Tabla 5.5.7:

IE2

7,50 kW


P ₁ [kW]	n ₂ [min ⁻¹]	M ₂ [Nm]	f _B	i _{ges}	F _R [kN]	F _A [kN]	F _{R VL} [kN]	F _{A VL} [kN]		kg	mm 				
7,50	21	2754	0,8	69,30	13,6	20,6	26,5	28,0	SK 42125 - 132 MH/4	158	E50-51				
	26	2290	0,9	56,25	13,8	20,8	26,5	28,0							
	30	1984	1,0	48,15	13,8	20,6	26,5	28,0							
	36	1708	1,1	40,95	13,7	20,4	26,5	28,0							
	41	1525	1,0	35,33	13,1	16,0	26,5	28,0							
	46	1374	1,3	31,82	13,0	16,0	26,5	28,0							
	57	1128	1,5	25,83	12,7	16,0	26,5	27,8							
	66	976	1,6	22,11	12,5	15,7	26,5	27,4							
	78	830	1,8	18,80	12,2	15,4	26,5	26,8							
	92	719	1,7	15,92	11,0	10,9	26,0	22,5							
	100	650	2,1	14,57	11,6	14,7	26,3	25,8							
	113	584	2,1	12,93	10,7	11,1	24,8	22,3							
	132	505	2,5	11,06	10,4	11,1	23,9	22,0							
	155	429	2,7	9,41	10,1	10,9	23,1	21,6							
	173	385	3,0	8,43	9,9	10,7	22,4	21,2							
	188	354	2,9	7,76	9,7	10,6	22,0	21,0							
	200	333	2,8	7,29	9,6	10,5	21,6	20,8							
		43	1397	0,8	34,32	4,7	6,3	16,2				16,0	SK 32100 - 132 MH/4	118	E46-47
		48	1270	0,8	30,11	4,4	3,7	16,2				15,0			
		60	1036	1,0	24,27	5,0	4,8	16,2				15,7			
	71	887	0,9	20,54	5,2	5,3	16,1	15,8							
	77	838	0,9	18,97	-	-	13,3	9,7							
	85	755	0,9	17,11	0,1	0,1	14,1	10,4							
	90	708	1,1	16,22	5,4	5,8	15,6	16,0							
	109	596	1,2	13,34	2,0	1,7	14,2	11,5							
	136	480	1,5	10,75	3,3	2,7	13,8	12,1							
	160	411	1,8	9,10	3,8	3,2	13,5	12,3							
	203	325	2,1	7,19	4,5	3,7	12,9	12,4							

Tabla 5.5.7 Catálogo de reductores sin fin corona con pre-reducción helicoidal

El catálogo del fabricante solo ofrece una opción válida para el elevador. Es el modelo SK 42125 – 132 MH/4, que ofrece unos valores admisibles de carga radial suficientes si se adquiere con rodamiento reforzado (26,5KN). Posee un factor de servicio de 1.5. Esto quiere decir que admitiría pares puntuales no muy prolongados en el tiempo de 1,5 veces el valor nominal de par (1128N.m), es decir de:

$$M_{2_{MAX}} = f_B \cdot M_2 = 1,5 \cdot 1128 = 1692 N \cdot m$$



Tiene una reducción de $i=25,83$ de manera que la velocidad lineal real de desplazamiento del elevador sería de 36,6m/min, calculada de la siguiente manera:

$$v_{lineal} [m / \min] = n_2 [rpm] \cdot \pi \cdot D_{primitivo} [m] = 97,21 \cdot \pi \cdot 0,12 = 36,6 [m / \min]$$

$$\text{Donde: } n_2 [rpm] = \frac{n_{motor} [rpm]}{i} = \frac{2511}{25,83} = 97,21 [rpm]$$

Para los reductores coaxiales existe una posible solución indicada en la Tabla 5.5.8:

7,50 kW

P ₁ [kW]	n ₂ [min ⁻¹]	M ₂ [Nm]	f _B	i _{ges}	F _R [kN]	F _A [kN]	F _{R VL} [kN]	F _{A VL} [kN]		kg	mm
7,50	3,1	23105	0,9	467,81	86,4	106,3	120,0	120,0	SK 103/52 - 132M/4	844	B89
	4,2	17054	1,2	340,13	94,0	103,3	120,0	120,0			
	4,9	14617	1,4	296,69	96,3	101,3	120,0	120,0			
	5,9	12140	1,6	244,77	98,3	98,6	120,0	120,0			
	7,8	9183	2,2	184,62	100,1	93,8	120,0	120,0			
	9,3	7702	2,6	154,63	100,8	90,6	120,0	120,0			
	7,0	10232	2,3	207,47	99,5	95,6	120,0	120,0	SK 103 - 132M/4	770	B87
	5,0	14325	0,9	287,83	54,7	61,6	85,3	80,0	SK 93/42 - 132M/4	596	B89
	6,0	11938	1,0	239,74	58,7	61,3	87,9	80,0			
	7,7	9302	1,5	187,89	62,0	60,0	90,1	80,0	SK 93 - 132M/4	551	B85
	13	5510	2,1	109,14	65,1	55,7	92,3	80,0			
	15	4775	2,4	93,34	65,5	54,2	92,6	80,0			
	7,2	9948	0,8	200,37	32,0	29,0	54,4	65,0	SK 83/42 - 132M/4	417	B89
	8,8	8139	1,1	164,70	37,0	29,8	57,5	65,0	SK 83 - 132M/4	372	B83
	14	5116	1,8	104,00	42,3	30,0	61,0	65,0			
	18	3979	2,3	80,62	43,6	29,5	61,9	65,0			
	21	3411	2,5	70,24	44,1	28,9	62,3	65,0			
	23	3114	2,5	61,89	44,3	28,6	62,4	65,0			
	12	5969	0,9	124,57	18,8	12,0	34,1	46,2	SK 73 - 132M/4	265	B81
	14	5116	0,8	100,46	21,7	12,8	35,8	45,9			
	16	4477	1,2	91,38	23,5	13,2	36,9	45,4			
	19	3770	1,4	74,87	25,0	13,7	37,9	44,6			
	24	2984	1,9	60,46	26,3	14,0	38,7	43,2			
	28	2558	2,2	52,24	26,9	14,0	39,1	42,1			
	32	2238	2,4	45,66	27,2	13,9	39,4	41,1			
	38	1885	2,5	37,63	27,6	13,8	39,6	39,8			
	33	2170	1,9	43,71	27,3	14,1	39,4	41,1	SK 72 - 132M/4	255	B80
	19	3770	1,0	77,46	14,2	13,5	24,3	35,6	SK 63 - 132M/4	184	B79
	23	3114	1,2	62,87	16,5	14,0	25,7	35,1			
	27	2653	1,4	53,82	17,6	14,2	26,4	34,6			
	28	2558	1,4	50,73	17,9	14,2	26,6	34,3			
	33	2170	1,7	43,43	18,6	14,3	27,1	33,6			
	40	1791	2,0	36,11	19,2	14,2	27,5	32,6			
	47	1524	2,2	30,91	19,6	14,0	27,8	31,6			
	55	1302	2,3	26,28	19,8	13,8	27,9	30,7			

Tabla 5.5.8 Catálogo de reductores coaxiales

La solución válida sería el modelo SK 63 – 132 M/4. Ofrece unos valores admisibles de carga radial suficientes si se adquiere con rodamiento reforzado (27,9KN). Posee un factor de servicio de 2,3. Esto quiere decir que admitiría pares puntuales no muy prolongados en el tiempo de 2,3 veces el valor nominal de par (1302N.m), es decir de:

$$M_{2_{MAX}} = f_B \cdot M_2 = 2,3 \cdot 1302 = 2994,6 N \cdot m$$



Tiene una reducción de i=26,28 de manera que la velocidad lineal real de desplazamiento del elevador sería de 36m/min, calculada de la siguiente manera:

$$v_{lineal} [m/min] = n_2 [rpm] \cdot \pi \cdot D_{primitivo} [m] = 95,55 \cdot \pi \cdot 0,12 = 36 [m/min]$$

$$\text{Donde: } n_2 [rpm] = \frac{n_{motor} [rpm]}{i} = \frac{2511}{26,28} = 95,55 [rpm]$$

Para los reductores de engranaje cónico existe una posible solución indicada en la Tabla 5.5.9:

7,50 kW


P_1 [kW]	n_2 [min ⁻¹]	M_2 [Nm]	f_B	i_{ges}	F_R [kN]	F_A [kN]	F_{RVL} [kN]	F_{AVL} [kN]			mm [mm]
7,50	1,2	57757	0,9	1165,22	220,0	100,0	-	-	SK 9096.1/62 - 132M/4	1921	D98-99 D101
	1,5	48542	1,0	979,31	220,0	100,0	-	-			
	1,8	40475	1,2	816,57	220,0	100,0	-	-			
	2,1	34836	1,4	702,80	220,0	100,0	-	-			
	2,4	30119	1,7	607,63	220,0	100,0	-	-			
	2,7	26684	1,9	538,33	220,0	100,0	-	-			
	3,0	23506	2,1	474,22	220,0	100,0	-	-			
	3,4	21364	2,3	431,00	220,0	100,0	-	-			
	3,9	18387	2,7	370,95	220,0	100,0	-	-			
	4,5	15897	2,8	320,72	220,0	100,0	-	-			
	1,7	42132	0,8	846,40	84,5	70,0	160,0	70,0	SK 9092.1/52 - 132M/4	1531	D96-97 D100
	2,0	35812	0,9	706,40	110,2	70,0	160,0	70,0			
	2,4	29844	1,1	608,12	126,9	70,0	160,0	70,0			
	3,3	21705	1,5	441,46	142,7	70,0	160,0	70,0			
	3,7	19358	1,7	385,67	146,1	70,0	160,0	70,0			
	5,1	14044	2,3	280,76	152,2	70,0	160,0	70,0			
	3,3	21705	0,9	433,35	91,2	65,0	120,0	65,0	SK 9086.1/52 - 132M/4	961	D94-95 D100
	3,8	18849	1,1	378,14	99,9	65,0	120,0	65,0			
	5,3	13514	1,5	270,47	111,7	65,0	120,0	65,0			
	6,1	11742	1,7	235,93	114,5	65,0	120,0	65,0			
	8,4	8527	2,3	171,89	118,5	65,0	120,0	65,0			
	10	7162	2,5	144,60	119,8	65,0	120,0	65,0			
	6,3	11369	1,8	230,64	115,1	65,0	120,0	65,0	SK 9086.1 - 132M/4	885	D94-95
	7,4	9679	2,1	194,04	117,3	65,0	120,0	65,0			
	4,9	14617	0,9	296,80	79,4	60,0	95,0	60,0	SK 9082.1 - 132M/4	635	D92-93
	5,9	12140	1,1	244,32	85,2	60,0	95,0	60,0			
	9,7	7384	1,8	148,76	92,7	60,0	95,0	60,0			
	12	5969	2,2	116,45	94,1	60,0	95,0	60,0			
	15	4775	2,7	95,86	95,0	60,0	95,0	60,0			
	17	4213	2,8	82,88	95,0	60,0	95,0	60,0			
	7,4	9721	0,8	196,12	46,6	50,0	66,0	39,0	SK 9072.1/42 - 132M/4	426	D90-91 D100
	9,2	7767	0,8	156,70	54,3	50,0	66,0	39,0			
	11	6649	0,9	134,14	57,6	50,0	66,0	38,6			
	7,7	9262	0,9	186,86	48,7	50,0	66,0	42,3	SK 9072.1 - 132M/4	375	D90-91
	9,2	7795	1,1	157,27	54,2	50,0	66,0	41,6			
	13	5461	1,6	110,18	60,4	50,0	66,0	40,7			
	16	4534	1,9	91,47	62,2	50,0	66,0	39,6			
	18	3950	2,2	79,69	63,1	50,0	66,0	38,8			
	21	3481	2,4	70,22	63,7	50,0	66,0	38,0			
	25	2897	2,7	58,44	64,4	50,0	66,0	36,7			
	29	2496	2,8	50,35	64,7	50,0	66,0	35,6			
	12	5969	0,8	120,03	18,6	45,0	38,0	29,8	SK 9052.1 - 132M/4	235	D86-87
	14	5116	0,8	102,40	25,5	45,0	38,0	29,6			
	16	4477	1,1	88,17	29,2	45,0	38,0	29,6			
	20	3581	1,3	72,24	32,9	45,0	38,0	29,0			
	23	3114	1,5	62,42	34,4	45,0	38,0	28,6			
	26	2755	1,7	54,56	35,4	45,0	38,0	28,1			
	32	2238	2,1	44,96	36,6	45,0	38,0	27,2			
	36	1990	2,4	39,72	37,0	45,0	38,0	26,7			
	40	1791	2,1	36,21	37,4	45,0	38,0	26,1			
	46	1557	2,2	31,28	37,7	45,0	38,0	25,4			
	21	3411	0,8	68,61	17,5	38,1	28,0	12,2	SK 9042.1 - 132M/4	160	D82-83
	23	3114	0,8	63,25	19,7	37,8	28,0	12,3			
	26	2755	1,0	55,69	21,8	38,6	28,0	13,1			
	30	2388	1,2	47,67	23,6	38,6	28,0	13,5			
	36	1990	1,4	40,54	25,1	38,3	28,0	13,8			
	42	1705	1,6	34,39	26,0	37,8	28,0	13,9			
	52	1377	2,0	27,91	26,8	36,9	28,0	13,9			
	60	1194	2,1	23,89	27,2	36,2	28,0	13,8			
	71	1009	2,3	20,32	26,3	35,2	28,0	13,6			
	79	907	2,4	18,20	25,7	34,6	28,0	13,4			
	92	779	2,0	15,66	24,6	33,1	28,0	12,8			

Tabla 5.5.9 Catálogo de reductores de engranajes cónicos

El catálogo del fabricante ofrece el modelo SK 9042.1 – 132 M/4. La carga radial admisible que soporta (26,8KN) es suficiente sin necesidad de tener que adquirirlo con rodamiento

reforzado. Posee un factor de servicio de 2,0. Por lo tanto admitiría pares puntuales no muy prolongados en el tiempo de 2,0 veces el valor nominal de par (1377N.m), es decir de:

$$M_{2_{MAX}} = f_B \cdot M_2 = 2,0 \cdot 1377 = 2754 N \cdot m$$

Tiene una reducción de $i=27,91$ de manera que la velocidad lineal real de desplazamiento del elevador sería de 33,9m/min, calculada de la siguiente manera:

$$v_{lineal} [m/min] = n_2 [rpm] \cdot \pi \cdot D_{primitivo} [m] = 89,97 \cdot \pi \cdot 0,12 = 33,9 [m/min]$$

$$\text{Donde: } n_2 [rpm] = \frac{n_{motor} [rpm]}{i} = \frac{2511}{27,91} = 89,97 [rpm]$$

Las 4 posibles opciones de reductores que cumplen las condiciones para el elevador de acuerdo con los catálogos del fabricante y sus precios están indicados en la Tabla 5.5.10:

TIPO REDUCTOR	MODELO REDUCTOR	M ₂ [N.m]	f _B	M _{2MÁX} [N.m]	Fr [KN]	V _{LINEAL} [m/min]	PRECIO
REDUCTORES DE EJES PARALELOS	SK 5282 – 132 MH/4	1226	2,4	2942	32.9	37,8	1900€
SIN FIN CORONA CON PRERREDUCCIÓN HELICOIDAL	SK 42125 – 132 MH/4	1128	1,5	1692	26.5	36,6	1989€
REDUCTORES COAXIALES	SK 63 – 132 M/4	1302	2,3	2995	27.9	36,0	2100€
REDUCTORES DE ENGRANAJE CÓNICO	SK 9042.1 – 132 M/4	1377	2	2754	26.8	33,9	1979€

Tabla 5.5.10 Resumen de los posibles reductores

El reductor de **ejes paralelos modelo SK 5282 – 132 MH/4** es el elegido para esta aplicación, puesto que es el que soporta mayores cargas radiales en el eje (32,9KN), tiene un mayor factor

de servicio (2,4), es el segundo que mayores pares puntuales soporta (2942N.m) y además es el más económico (1900€).

El factor de servicio f_B para el reductor elegido ha de ser igual o mayor que el factor de servicio mínimo f_{Bmin} multiplicado por los factores f_{B1} y f_{B2} (estos dos factores solo se aplican si el reductor es un sinfín corona). En la Figura 5.5.7 se muestra el factor de servicio mínimo necesario f_{Bmin} en función del tiempo de funcionamiento diario del accionamiento (4, 8, 16 o 24h), la frecuencia de arranque Z y el grado de carga A, B o C de la aplicación.

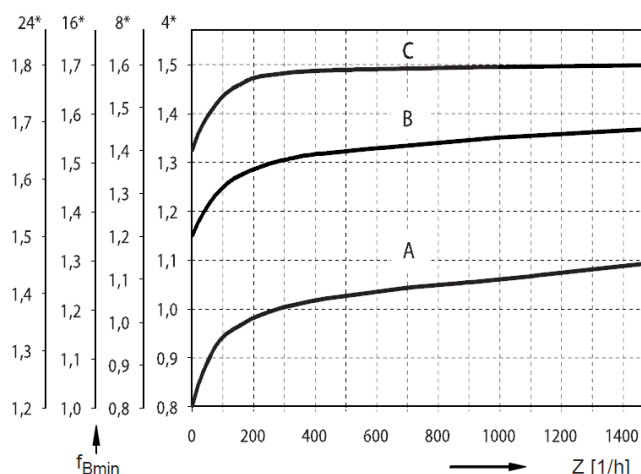


Figura 5.5.7 Factor de servicio mínimo

El grado de carga de la aplicación se obtiene de la Figura 5.5.8.

A) Funcionamiento uniforme

Sinfines de transporte ligeros, ventiladores, cintas continuas de montaje, cintas de transporte ligeras, miniagitadores, elevadores, máquinas de limpieza, máquinas embotelladoras, máquinas de control, cintas transportadoras.

B) Funcionamiento no uniforme

Bobinadoras, accionamientos de avance para máquinas para trabajar la madera, montacargas, máquinas equilibradoras, roscadoras, mezcladoras y agitadores medianos, cintas de transporte pesadas, tornos, puertas correderas, instalaciones de evacuación en establos, máquinas empaquetadoras, homigoneras, mecanismos de traslación de grúas, molinos, plegadoras, bombas de engranajes

C) Funcionamiento extremadamente no uniforme

Agitadores y mezcladoras pesadas, cizallas, prensas, máquinas centrifugadoras, laminadoras, tornos pesados y ascensores, trituradoras de muelas verticales, quebrantadoras, elevadores de cangilones, punzonadoras, molinos de martillos, prensas excéntricas, caminos de rodillos, tambores de limpieza y pulido, máquinas biseladoras, máquinas machacadoras, trituradoras, dispositivos vibradores

Figura 5.5.8 Grado de carga

El caso más desfavorable posible al que se podrían enfrentar los reductores elegidos sería considerar un tipo de Carga C con un número muy elevado de arranques a la hora y funcionando 24h/día sin descanso, lo que daría un factor de servicio mínimo de: $f_{Bmin} = 1,8$. Por lo tanto se cumpliría que:

$$f_B \geq f_{Bmin} \rightarrow 2,4 \geq 1,8$$

Según el catálogo del fabricante la reductora seleccionada posee 2 etapas de reducción (Tabla 5.5.11).

2-stage	3-stage	4-stage	5-stage
		multi - stage gear unit	
SK 0182 NB			
SK 0282 NB			
SK 1282	SK 1382 NB	SK 1282/02	
SK 2282	SK 2382	SK 2282/02	
SK 3282	SK 3382	SK 3282/12	
SK 4282	SK 4382	SK 4282/12	
→ SK 5282	SK 5382	SK 5282/12	
SK 6282	SK 6382		SK 6382/22, SK 6382/32
SK 7282	SK 7382		SK 7382/22, SK 7382/32
SK 8282	SK 8382		SK 8382/32, SK 8382/42
SK 9282	SK 9382		SK 9382/42, SK 9382/52
SK 10282	SK 10382		SK 10382/52
SK 11282	SK 11382		SK 11382/52
	SK 12382		

Tabla 5.5.11 Número de etapas de reducción de la reductora seleccionada

La posición de montaje del moto-reductor que mejor se ajusta al diseño del elevador es la M6 con su caja de bornas girada 90 grados como en la posición M1 (Figura 5.5.9). De esta manera se evitaría que la lluvia y los escombros puedan caer directamente encima de ella (Figura 5.5.10).

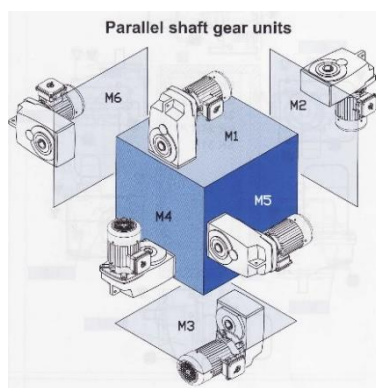


Figura 5.5.9 Posición de montaje del reductor de ejes paralelos

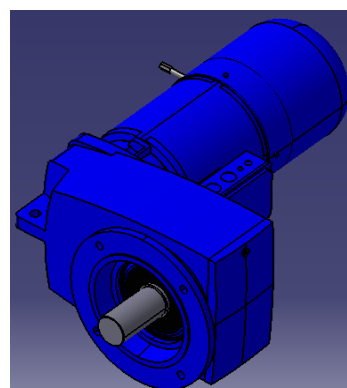


Figura 5.5.10 Posición de montaje del reductor de ejes paralelos con caja de bornas girada 90 grados

Las dimensiones generales del moto-reductor tipo brida seleccionado son las siguientes (Figura 5.5.11):

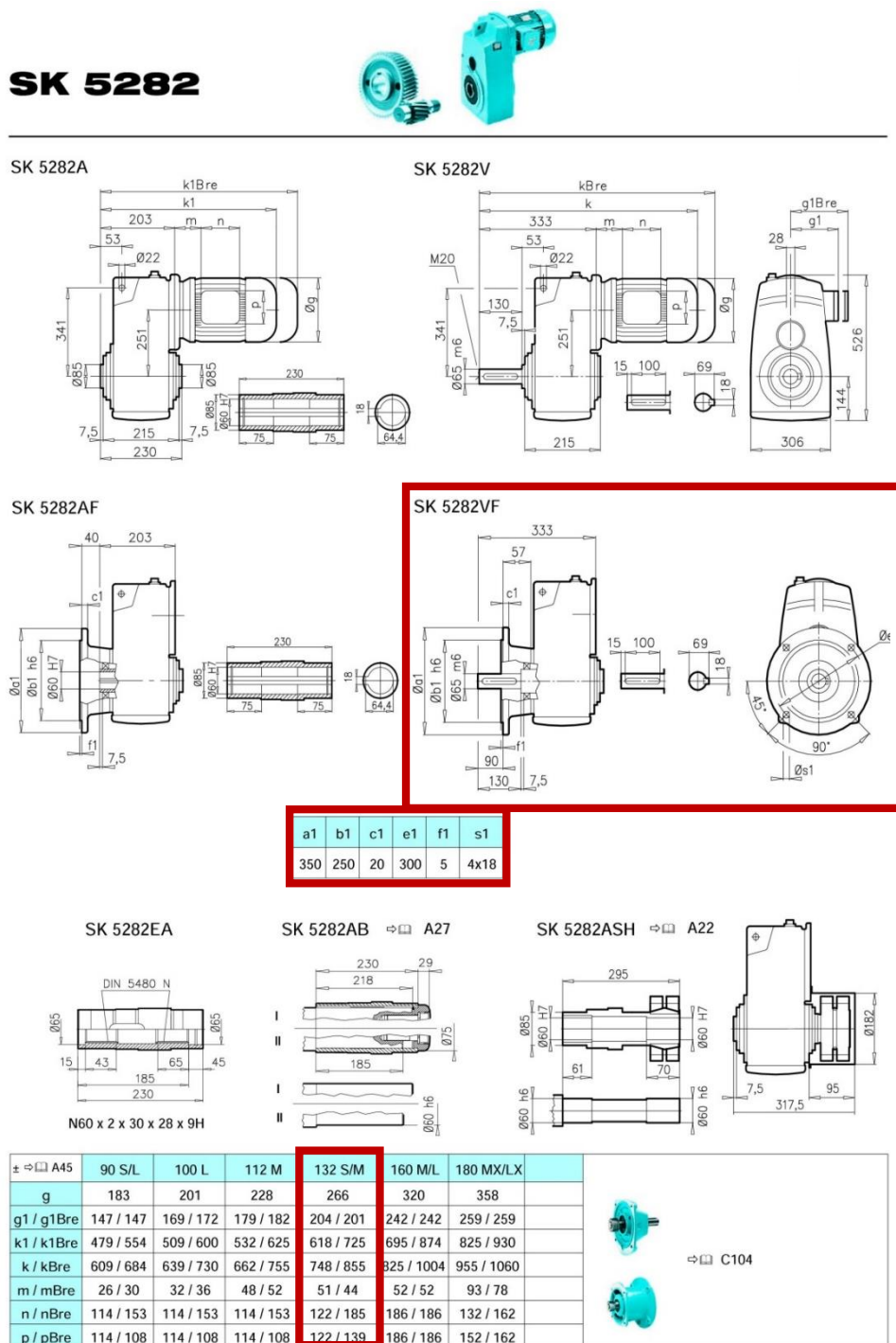


Figura 5.5.11 Dimensiones generales del moto-reductor seleccionado

Por último es necesario elegir el freno del motor, que ha de dimensionarse acorde con los valores máximos de par que la reductora soporta. En la Figura 5.5.12 se indican los componentes principales de un motor eléctrico como el que se ha seleccionado:

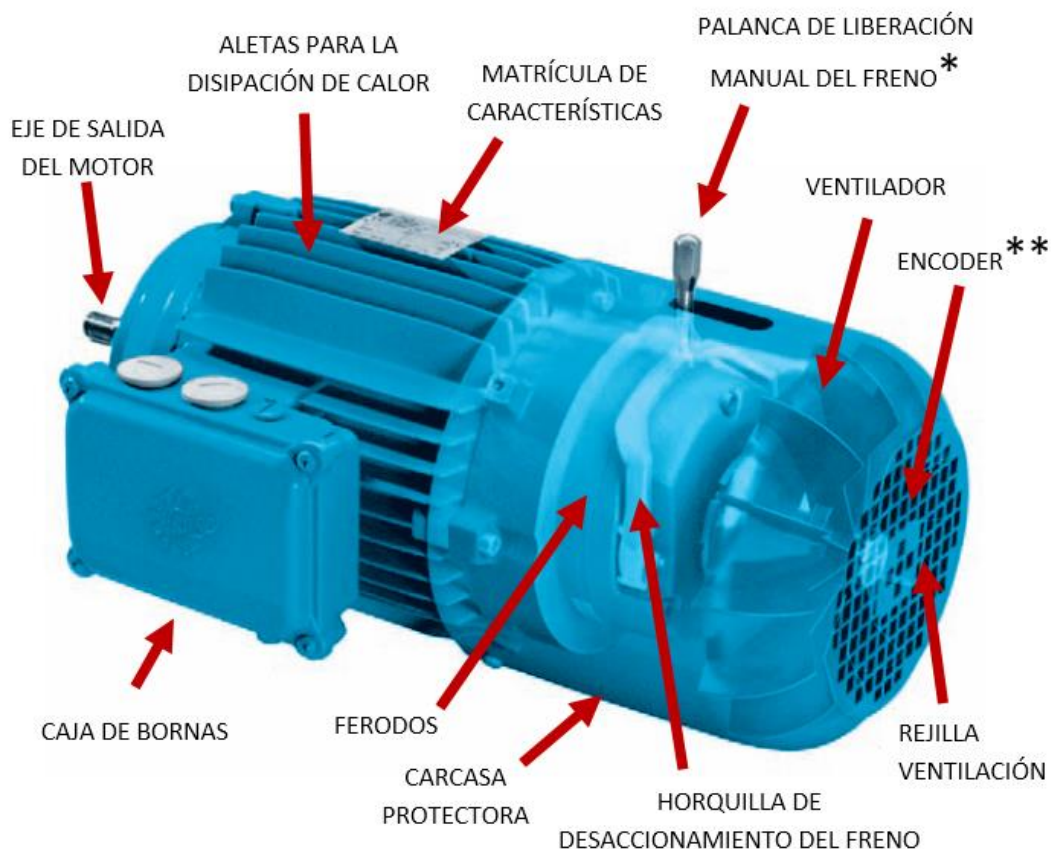


Figura 5.5.12 Componentes principales de un motor eléctrico

* En los ascensores accionados por un sistema piñón-cremallera la norma UNE-EN 12519 Abril 2002 indica que es necesario poder hacer la maniobra de descenso manual en caso de emergencia, por eso el motor ha de estar dotado de palanca de desbloqueo. Los motores elegidos son autofrenantes, es decir, su estado natural cuando no están accionados es el de estar frenados por seguridad.

** El elevador está dotado de un encoder, que mide el giro del motor y permite saber en qué posición (altura) se encuentra exactamente el elevador en cada momento, de manera que se pueden programar las paradas de planta usando un PLC.

Según el fabricante el freno adecuado para el moto-reductor elegido (132M) es el modelo BRE 100 (Tabla 5.5.12).

Brakes - standard combinations for 4-pole motors

Motor BG	M_B [Nm]										
	BRE 5	BRE 10	BRE 20	BRE 40	BRE 60	BRE 100	BRE 150	BRE 250	BRE 400	BRE 800	BRE 1200
63 S/L**	5	10 ^{*1)}									
71 S/L**	5	10*									
80 S**	5 ⁴⁾	10	20*								
80 L	5	10	20*								
90 S		10	20	40*							
90 L		10	20	40*							
100 L			20 ⁴⁾	40	60 ^{*1)}						
100 LA			20	40	60 ^{*1)}						
112 M			20	40	60						
132 S					60	100	150*				
132 M					60	100	150*				
132 MA					60	100	150*				
160 M						100	150	250			
160 L						100	150	250			
180 MX/LX							150	250			
200 L								250	400		
225 S/M									400	800 ^{*2)}	
250 M										800 ^{*2)}	
280 S/M										800 ^{*2)}	1200 ^{*3)}
Extra-weight [kg]	2	3	5,5	7	10	16	22	32	50	80	100
J [10^{-3} kgm ²]	0,015	0,045	0,153	0,45	0,86	1,22	2,85	6,65	19,5	39	39

Tabla 5.5.12 Combinaciones de frenos estándar para motores de 4 polos

El par de frenado es: $M_B = 100\text{N.m}$. Este valor se multiplica por la reducción i del reductor y se obtiene el par máximo de frenado ($M_{B\text{MAX}}$), que tiene que ser inferior al par máximo admisible por la reductora ($M_{2\text{MAX}} = 2942.4\text{N.m}$) calculado con anterioridad:

$$M_{B\text{MAX}} [\text{N.m}] = M_B [\text{N.m}] \cdot i = 100 \cdot 25 = 2500 [\text{N.m}]$$

Si se realiza una mala elección del freno puede suceder que en una frenada brusca (o de emergencia) el freno transmita a la reductora más par de la que ésta es capaz de resistir y por lo tanto se rompa la reductora. Esto es extremadamente peligroso porque probablemente se desengranará el piñón de la cremallera, iniciándose una caída libre y la seguridad solo dependería del correcto funcionamiento del paracaídas.

5.6. DEFINICIÓN DEL GRUPO MOTOR.

Una vez seleccionada la pareja de moto-reductores, el siguiente paso es definir el conjunto del grupo motor. La estructura de éste se ha diseñado como un conjunto soldado formado por: la chapa motor (espesor 12mm), las chapas y las cajas de rodillo de los sistemas de rodillos superiores e inferiores, las chapas y cajas de rodillo de los contra-rodillos y un bastidor de tubo rectangular que sirve para proporcionar una mayor resistencia a todo el conjunto (ver Figura 5.6.2 y Figura 5.6.1). Todos estos componentes se fabrican individualmente por corte laser y posteriormente se sueldan.

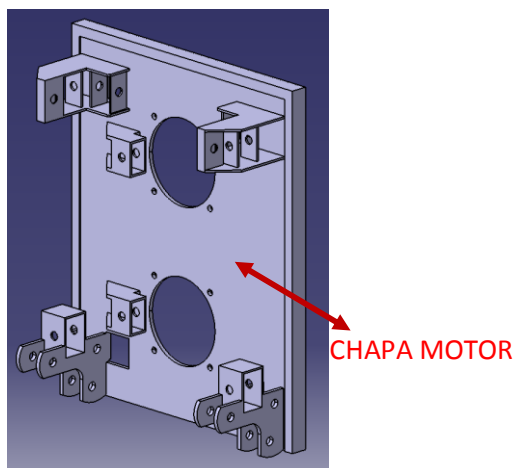


Figura 5.6.1 Conjunto soldado del grupo motor. Vista frontal 3D

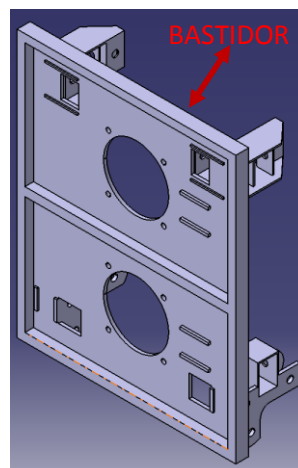


Figura 5.6.2 Conjunto soldado del grupo motor. Vista trasera 3D

Los moto-reductores con su piñón atornillado al eje de salida de la reductora, se acoplan a través de su brida a la chapa motor usando tornillos DIN 931 M16x40mm cincados calidad 8.8, arandelas planas DIN 125 M16 y tuercas DIN 985 M16 autoblocante cal 8 cincadas. Los rodillos de los conjuntos de rodillos superiores e inferiores sirven para que el grupo motor se deslice por las caras de rodadura del mástil cuando el piñón está engranado con la cremallera (ver Figura 5.6.3, Figura 5.6.4, Figura 5.6.5, Figura 5.6.6 y Figura 5.6.7).

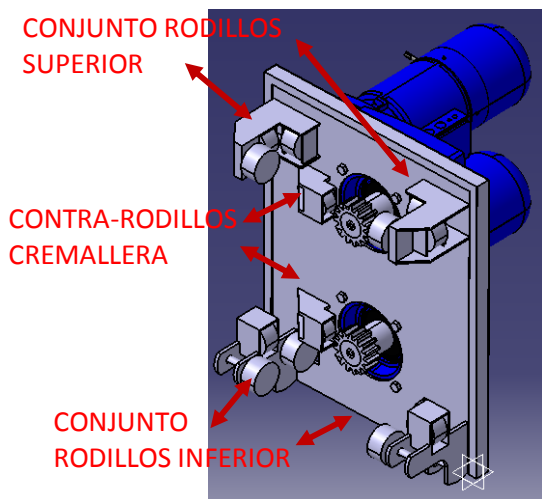


Figura 5.6.4 Grupo motor. Vista frontal 3D

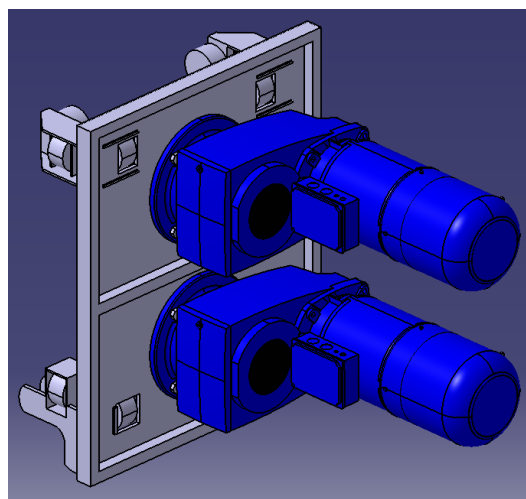


Figura 5.6.3 Grupo motor. Vista trasera 3D

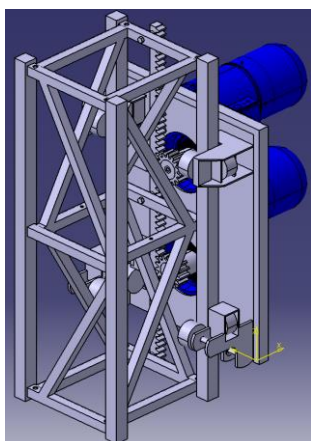


Figura 5.6.6 Engrane del grupo motor con los mástiles. Vista 3D

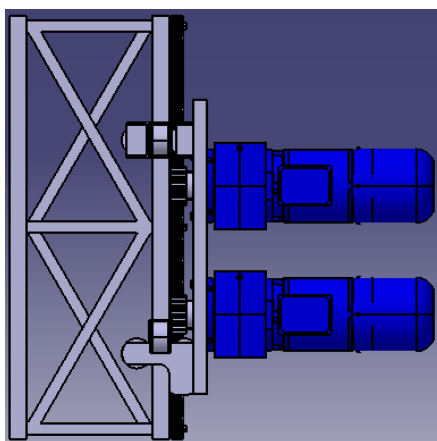


Figura 5.6.5 Engrane del grupo motor con los mástiles. Vista lateral

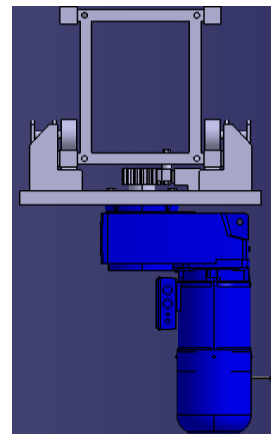
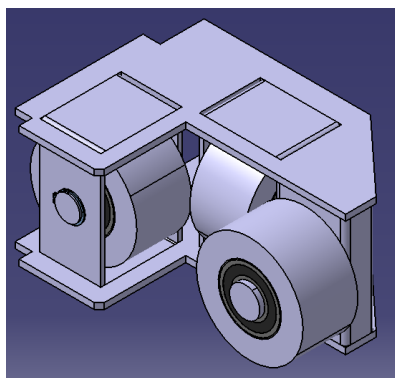
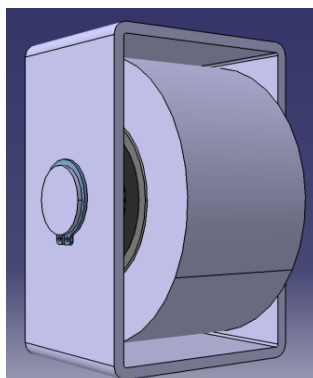


Figura 5.6.7 Engrane del grupo motor con los mástiles. Vista planta

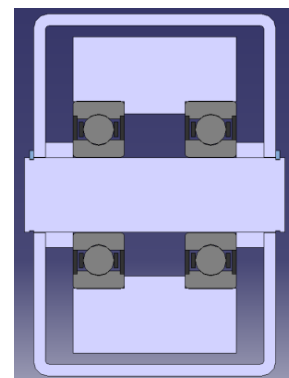
Cada uno de los dos conjuntos de rodillo superior están formados por: 2 chapas horizontales en paralelo (espesor 6mm), 2 cajas de rodillo y un rodillo en voladizo (Figura 5.6.8). Las cajas de rodillo están formadas por tubo rectangular estructural cortado por láser (espesor 4mm), un bulón que sirve de eje, dos anillos seeger para fijar el bulón al tubo y evitar desplazamiento en la dirección axial, dos casquillos separadores y un rodillo de acero F114 (diámetro 105mm) con dos rodamientos de bolas alojados en su interior (Figura 5.6.9 y Figura 5.6.10).



*Figura 5.6.10
Conjunto de
rodillos superior*



*Figura 5.6.9
Caja de rodillo.
Vista 3D*



*Figura 5.6.8
Caja de rodillo.
Vista en sección*

Cada uno de los 2 conjuntos de rodillo inferior está formado por: 2 chapas verticales en paralelo (espesor 12mm), 1 caja de rodillos (espesor 4mm) y 2 rodillos en voladizo. En el conjunto de rodillos inferior están alojados los bulones de carga, que es de donde la caja del elevador cuelga suspendida (Figura 5.6.11).

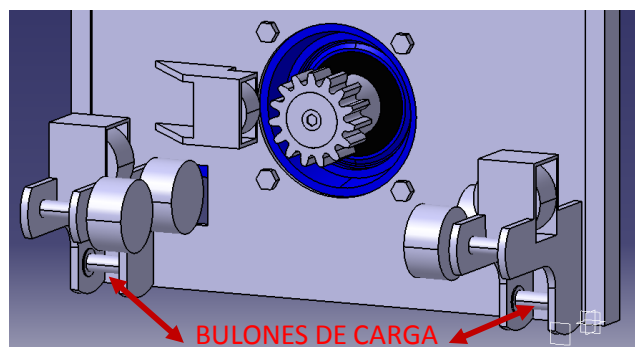


Figura 5.6.11 Conjunto de rodillos inferior

Los contra-rodillos de la cremallera se usan para evitar que exista desengrane entre el piñón del moto-reductor y la cremallera. Existen 2 en el grupo motor. Cada contra-rodillo está formado por 2 chapas horizontales (espesor 10mm) y una caja de rodillo (Figura 5.6.12) con un rodillo de diámetro 80 mm de acero F114.

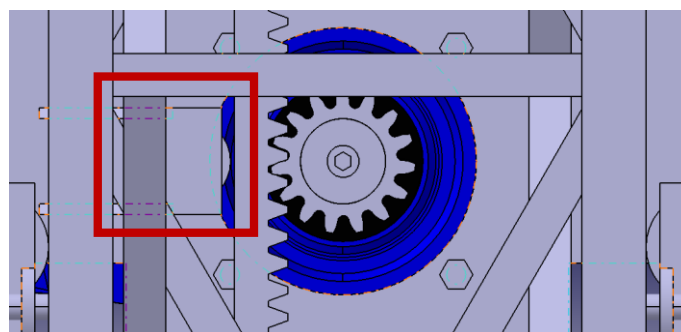


Figura 5.6.12 Contra-rodillos. Vista frontal

Una vez que todo el conjunto del grupo motor está soldado y limpiado de restos de escoria de la soldadura se procede a pintar para evitar la corrosión. Después se instalan todos los rodillos y los moto-reductores.

5.7. DEFINICIÓN DE LA CAJA.

La caja se ha diseñado con unas dimensiones interiores libres de 3 metros de largo, 1.5 metros de ancho y 2.1 metros de alto. Es un conjunto soldado compuesto por cuatro paneles: frontal, trasero, suelo y techo. Cada uno de ellos está diseñado con diferentes tamaños de tubos estructurales, perfiles en U y chapas plegadas, siendo todos ellos aceros S355. El panel frontal posee 2 montantes (tubo rectangular vertical con dimensiones 120x60x3mm) con 1 agujero encasquillado (reforzado) en cada uno de ellos en su parte superior, y por los que se introduce

el bulón de carga y se conecta el grupo motor con la cesta. El suelo está diseñado con chapa plegada en forma de C de 200x60x5mm y el panel trasero y el techo están diseñados con tubo de diferentes secciones. En la parte frontal del suelo (parte inferior de la caja) existen 4 cajas de rodillos que permiten que la cesta se deslice por el mástil. La caja se ha diseñado además con dos topes antivuelco (conjunto soldado de doble pletina y barra perforada) que están soldados a los montantes. El paracaídas se fija a la chapa del paracaídas (espesor 12mm), que a su vez se atornilla con 4 tornillos de M20 a las 2 pletinas verticales (12mm espesor) que están soldadas a los montantes de la cesta (Figura 5.7.1).

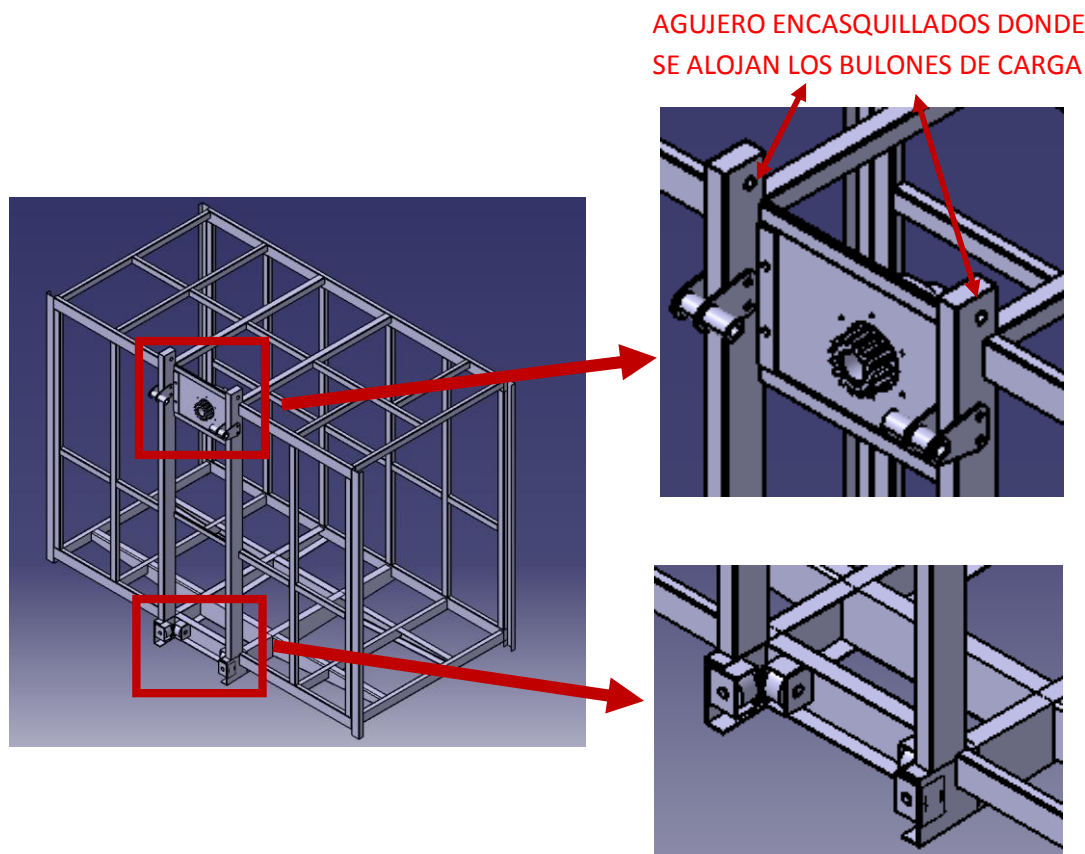


Figura 5.7.1 Puntos de unión de la caja y el grupo motor a través de los bulones de carga. Posición de los rodillos en la caja.

5.8. DEFINICIÓN DE LOS SISTEMAS DE SEGURIDAD.

Los principales dispositivos de seguridad que ha de tener un elevador de obra accionado mediante un sistema piñón-cremallera que son requeridos según la normal se han detallado a continuación.

5.8.1. RECINTO BASE DE SEGURIDAD.

El perímetro de la base del ascensor ha de estar vallado para evitar que nadie pueda acceder allí y por lo tanto exista peligro de aplastamiento. La apertura de la puerta de acceso al recinto base está controlada por un cierre de seguridad electromecánico. La señal de apertura o cierre de éste la ejecuta un micro con cabeza de roldana posicionado en el recinto base y que se acciona por el contacto que ejerce sobre él un patín que forma parte de la caja del elevador. De manera que cuando la máquina se encuentra en su posición más baja, el patín activa por contacto el micro, que manda la señal al cierre electromecánico para liberar la puerta de acceso al recinto base. Por el contrario, cuando el elevador no se encuentra en su posición más baja, el cierre electromecánico permanece cerrado y la puerta también.

5.8.2. MICRO DE FINAL DE CARRERA DE ASCENSO.

Se encuentra situado en el grupo motor y tiene accionamiento de cabeza de roldana (Figura 5.8.1). Se acciona cuando entra en contacto con el patín de subida que está fijado en el último mástil. Este patín delimita la altura máxima a la que puede llegar el elevador sin peligro de descarrilar o impactar contra algún objeto. Si durante el ascenso se alcanza la altura del patín de subida y se acciona el micro de subida el elevador se detiene inmediatamente.

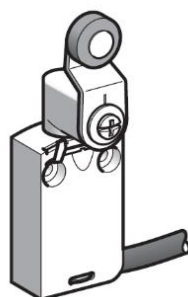


Figura 5.8.1 Ejemplo de micro interruptor de final de carrera con cabeza de roldana

5.8.3. MICRO DE FINAL DE CARRERA DE DESCENSO.

Se encuentra situado en el grupo motor, tiene accionamiento de cabeza de roldana y se encuentra posicionado en la misma línea de acción que el micro final de carrera de ascenso. Se acciona al entrar en contacto con el patín de bajada que está fijado en la mínima altura que puede estar el elevador sin impactar contra el suelo. Si durante la bajada se desciende por debajo de la altura mínima de funcionamiento y el micro se acciona el elevador se detendrá inmediatamente evitando un posible golpe contra el suelo.

5.8.4. MICRO DE EMERGENCIA DE FINAL DE CARRERA DE ASCENSO/DESCENSO.

Se encuentra situado en el grupo motor, también tiene accionamiento de cabeza de roldana y está situado entre medias de los micros de final de carrera de ascenso y de descenso (en su misma línea de acción). Se accionaría en caso de fallo del micro de final de carrera de ascenso o en caso de fallo del micro final de carrera de descenso.

5.8.5. INDUCTIVO DE DETECCIÓN DE MÁSTIL.

Es un dispositivo que detecta la ausencia de acero. Está situado en la parte más alta del grupo motor y está enfocando hacia la cremallera del mástil. Si se sobrepasara la altura máxima de ascenso y ni el micro final de carrera de ascenso ni el de emergencia se activaran, el inductivo detectaría que ya no existen más cremalleras por encima, parando de manera inmediata la máquina y evitando un posible desengrane o descarrilamiento del elevador.

5.8.6. MICRO DE CIERRE ELECTROMECÁNICO DE LAS PUERTAS DE EMBARCO/DESEMBARCO DEL ELEVADOR.

Previene la apertura de las puertas de embarco y desembarco del elevador mientras que éste se encuentra en movimiento y mientras que no esté detenido justamente a la altura de las paradas programadas (plantas). También impide la puesta en movimiento del elevador si cualquiera de las dos puertas no se encuentra convenientemente cerrada y bloqueada.

5.8.7. MICRO DE LA TRAMPILLA DE ACCESO AL TECHO DE LA CAJA.

Previene la posibilidad de que el elevador esté en funcionamiento si la trampilla de acceso al techo de la caja está abierta. Con esto se impide que los cascotes y escombros que caen de los edificios en construcción puedan golpear a los usuarios que se encuentran en el interior del elevador.

5.8.8. MICRO DE LA TRAMPILLA DE MONTAJE/DESMONTAJE DE MÁSTILES Y ARRIOSTRES.

Previenen la posibilidad de que el elevador esté en funcionamiento si la trampilla de montaje de los arriostres está desplegada. Con esto se impide una posible colisión de la trampilla con los propios arriostres, lo que pondría en peligro la estabilidad de la columna de mástiles.

5.8.9. BARANDILLAS DEL TECHO DE LA CAJA.

Sirven para proteger que los usuarios puedan caerse al vacío mientras que se encuentren en el techo durante el montaje o desmontaje de la columna de mástiles. Son elementos modulares

que se unen entre sí y a la cabina con tornillos. La norma obliga a su instalación a lo largo de todo el perímetro del techo de la cabina.

5.8.10. MOTORES AUTOFRENANTES.

Los dos motores elegidos se caracterizan porque cuando dejan de recibir tensión para girar, automáticamente el freno actúa, evitando el desplome de la máquina. Es decir, el estado natural de los motores cuando no están alimentados es estar frenados sosteniendo el peso muerto de toda la máquina y su carga

5.8.11. DISPOSITIVO DE DETECCIÓN DE SOBRECARGA.

El elevador posee un sistema electrónico de detección de sobrecarga formado por 2 bulones de carga que están posicionados en el conjunto de rodillos inferior del grupo motor y sirven además de elemento de unión entre éste y la caja. Cada uno de estos bulones posee una galga extensiométrica en su interior que basa su funcionamiento en el efecto piezorresistivo.

La resistencia eléctrica de los materiales depende de la resistividad del material así como de la geometría del mismo. Al deformar un material conductor estirándolo sin sobrepasar su límite elástico, éste se volverá más estrecho y alargado, incrementándose su resistencia eléctrica. Por el contrario, cuando el conductor es comprimido se acorta y ensancha, disminuyendo su resistencia eléctrica.

Por lo tanto, midiéndose la resistencia eléctrica de la galga, puede deducirse la magnitud del esfuerzo aplicado sobre los bulones de carga. Gracias a la pantalla se muestra en todo momento a los usuarios el peso de la carga que se está elevando y se emite una señal en caso de sobrecarga, que impediría que el elevador se mueva (Figura 5.8.2).

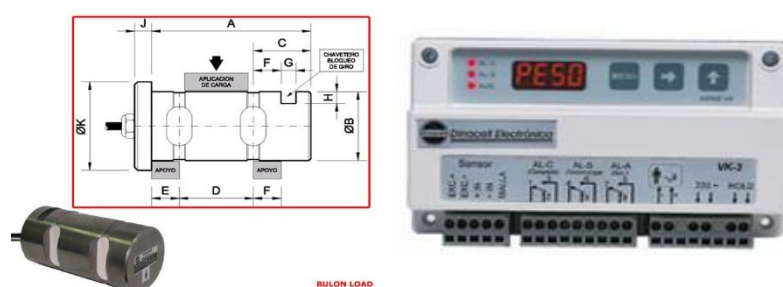


Figura 5.8.2 Bulón de carga y pantalla

5.8.12. DISPOSITIVO DE EMERGENCIA DE DESCENSO MANUAL.

Esta maniobra es extremadamente peligrosa y solo puede ser realizada por operarios convenientemente entrenados. Los motores son autofrenantes, por lo que si el elevador quedase parado en altura y no llegase tensión a los motores, la única manera de hacerlo

descender sería liberando los frenos manualmente. Esta acción se realiza accionando a la vez las palancas de liberación de los frenos para ambos motores. El protocolo de seguridad en esta maniobra lo dictamina el fabricante de los moto-reductores. En cualquier caso el diseño del elevador ha de prevenir que este descenso de emergencia manual pueda ser accionado involuntariamente.

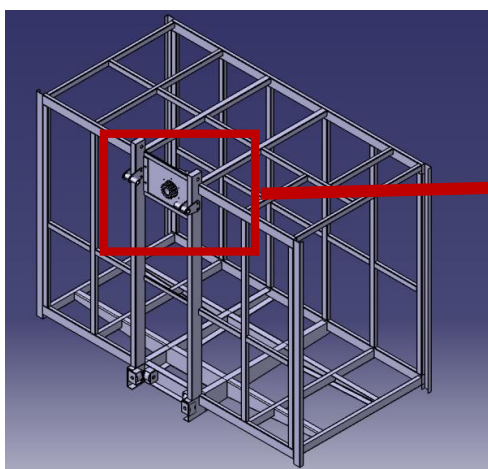
5.8.13. CUADRO DE CONTROL CON SETA DE EMERGENCIA Y LLAVE DE MICRO DE BLOQUEO.

El cuadro de control cuenta con un interruptor seta de emergencia y un micro con llave de bloqueo. La máquina solo funciona cuando la llave está insertada en el micro, garantizando de esta manera que fuera de las horas de trabajo nadie pueda manipular el elevador.

5.8.14. DISPOSITIVO DE SOBREVELOCIDAD: PARACAIDAS.

En el caso de que todos los sistemas de seguridad del elevador fallasen y éste se desplomase en caída libre alcanzando una velocidad de descenso superior a la nominal, el paracaídas se accionaría y pararía la máquina. Éste se encuentra situado en la parte superior de la caja, fijado a la chapa del paracaídas (Figura 5.8.4). Es un sistema mecánico totalmente independiente de todos los anteriormente mencionados. Está permanentemente operativo, incluyendo el uso normal del ascensor, montaje y desmontaje. El único elemento sobre el que actúa es la cremallera del mástil (Figura 5.8.3).

El funcionamiento del paracaídas es puramente mecánico, actuando sus ferodos por efecto del incremento de la fuerza centrífuga. El enclavamiento se produce de una forma progresiva, accionando además un micro interruptor que genera una señal de control que se podría usar para cortar la corriente general del elevador y generar un mensaje de alarma en la pantalla del cuadro de control de la cabina.



*Figura 5.8.4 Posición del
paracaídas en la caja*



*Figura 5.8.3 Dispositivo
paracaídas*

5.8.15. SISTEMA ANTI-DESCARRILAMIENTO DE LA CAJA.

En la parte superior de la cesta se alojan los topes mecánicos anti descarrilamiento que asegurarían en todo momento que la cesta no se aleja del mástil por su tendencia natural al vuelco (Figura 5.8.5 y Figura 5.8.6).

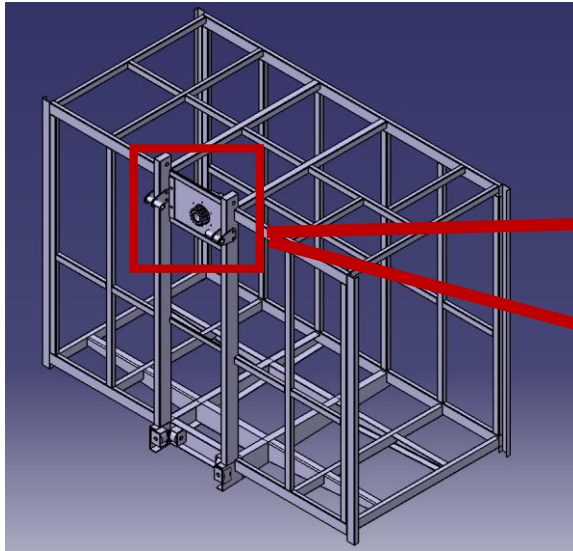


Figura 5.8.6 Posición de los topes anti-descarrilamiento de la caja

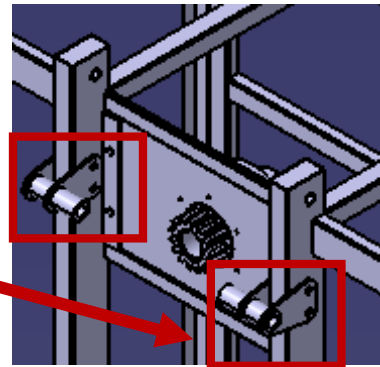


Figura 5.8.5 Topes anti-descarrilamiento de la caja

CAPÍTULO VI

RESULTADOS. VERIFICACIÓN DE LA NORMA.

6.1. VERIFICACIÓN DEL MODELO VIRTUAL CON LA NORMA.

A continuación se procede a la verificación del modelo virtual propuesto, analizando uno por uno los peligros descritos en las tablas 1, 2 y 3 del capítulo 4 de la norma:

1. Peligros mecánicos.

1.1 Peligro de aplastamiento:

- 5.5.2: No es objeto de este proyecto el diseño del cerramiento base del elevador.
- 5.5.3: No es objeto de este proyecto el diseño de las puertas de acceso a planta.
- 5.5.6: No son objeto de estudio las holguras bajo la caja ni los medios proporcionados para garantizarlas.
- 5.7.2: No son objeto de estudio de este proyecto el diseño de resguardos para componentes de la máquina ni sus distancias mínimas de seguridad.
- 7.1.2.8: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual del usuario donde se indiquen las instrucciones de montaje y desmontaje.
- 7.1.2.9: No es objeto de este proyecto el desarrollo de un manual de uso y mantenimiento de la máquina.

1.2 Cizallamiento:

- 5.5: No son objeto de este proyecto los diseños de: cerramiento base, protecciones de hueco y las puertas de planta en cada punto de acceso.
- 5.6.1.3: No son objeto de este proyecto el diseño de las paredes de la caja.
- 5.7.2: No son objeto de estudio de este proyecto el diseño de resguardos para componentes de la máquina ni sus distancias mínimas de seguridad.
- 7.1.2.8: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual del usuario donde se indiquen las instrucciones de montaje y desmontaje.
- 7.1.2.9: No es objeto de este proyecto el desarrollo de un manual de uso y mantenimiento de la máquina.

1.3 Peligro de corte o de seccionamiento:

- 5.5: No son objeto de este proyecto los diseños de: cerramiento base, protecciones de hueco y las puertas de planta en cada punto de acceso.
- 5.6.1.2: No es objeto de este proyecto el diseño del material con el que se cubre la superficie del piso de la caja.

- 5.7.2: No son objeto de estudio de este proyecto el diseño de resguardos para componentes de la máquina ni sus distancias mínimas de seguridad
- 7.1.2.8: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual del usuario donde se indiquen las instrucciones de montaje y desmontaje.
- 7.1.2.9: No es objeto de este proyecto el desarrollo de un manual de uso y mantenimiento de la máquina.

1.4 Peligro de enganche:

- 5.7.2: No son objeto de estudio de este proyecto el diseño de resguardos para componentes de la máquina ni sus distancias mínimas de seguridad.
- 7.1.2.8: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual del usuario donde se indiquen las instrucciones de montaje y desmontaje.
- 7.1.2.9: No es objeto de este proyecto el desarrollo de un manual de uso y mantenimiento de la máquina.

1.5 Peligro de arrastre o atrapamiento:

- 5.5.2: No es objeto de este proyecto el diseño del cerramiento base del elevador.
- 5.5.3: No es objeto de este proyecto el diseño de las puertas de acceso a planta.
- 5.6.1.3: No son objeto de este proyecto el diseño de las paredes de la caja.
- 5.7.2: No son objeto de estudio de este proyecto el diseño de resguardos para componentes de la máquina ni sus distancias mínimas de seguridad.
- 7.1.2.8: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual del usuario donde se indiquen las instrucciones de montaje y desmontaje.
- 7.1.2.9: No es objeto de este proyecto el desarrollo de un manual de uso y mantenimiento de la máquina.

1.6 Peligro de impacto:

- 5.4.3: Amortiguadores
 - 5.4.3.1: El recorrido de la caja está limitado en su parte inferior por dos topes amortiguadores instalados en la base.
 - 5.4.3.2: Con carga nominal y velocidad nominal más 0.2 m/s la deceleración media de la caja durante la actuación de los amortiguadores no debe superar 1g, sin picos que excedan 2.5g durante más de 0.04 segundos.
 - 5.4.3.3: los amortiguadores de aceite no son aplicables a este proyecto.

La energía que ha de ser absorbida por el tope amortiguador se calcula usando la siguiente fórmula:

$$E_T = E_p + E_c = mgh + \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}mv^2 = 1102J$$

Donde:

$m = 2000\text{Kg} + 1200\text{Kg} = 3200\text{Kg}$, calculada en el apartado 5.5.2 de este proyecto
 $v = 0.63\text{m/s} + 0.2\text{m/s} = 0.83\text{m/s}$, calculada en el apartado 5.5.2 de este proyecto
 $h = 0\text{m}$

Por lo tanto cada tope amortiguador ha de absorber la mitad de la energía: 551J. Una deceleración de 1g significa que se reduciría la velocidad por cada segundo en 9.81m/s. Por lo tanto si la velocidad del elevador es de 0,83m/s, tardaría en detenerse 0,08 segundos con una deceleración de 1g. En ese tiempo recorrería una distancia de 63mm. Con estos datos el fabricante de topes amortiguadores TEJASA propone dos soluciones diferentes:

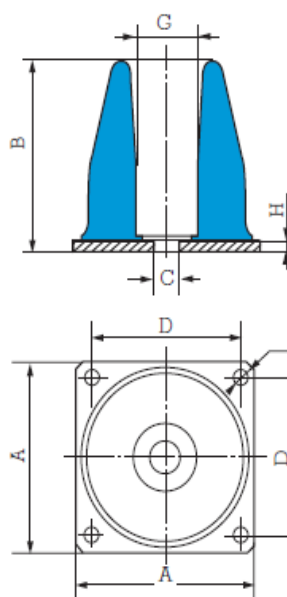
- 1) Tope progresivo LEVAFLEX (Figura 6.1.1 y Tabla 6.1.1).
- 2) Tope EVIDGOM (Figura 6.1.1 y Tabla 6.1.2).



Figura 6.1.1 Topes progresivos LEVAFLEX y EVIDGOM.

TOPES PROGRESIVOS LEVAFLEX

Referencia	A mm	B mm	Ø C mm	D mm	Ø E mm	Ø G mm	H mm	Peso gr
S14085	85	85	8,5	69	8,5	20	5	600
S14110	110	110	12,5	90	8,5	30	6	1200
S14130	130	130	19	106	11	40	6	2000
S14160	160	160	23	132	11	45	8	3000
S14200	200	200	28	168	13	60	10	7000



Choques repetitivos			Choques excepcionales Energía en julios	Referencia dureza
Energía en julios	Flecha correspondiente mm	Reacción daN		
170	40	1200	500	S14085/60
280	40	1700	850	S14085/75
330	50	1800	1000	S14110/60
550	50	3400	1500	S14110/75
600	65	2800	1800	S14130/60
850	80	3000	1900	S14130/75
1050	75	4500	3000	S14160/60
1200	90	4000	3600	S14200/60
1300	70	6000	3900	S14160/75
2200	85	7800	6600	S14200/75

Tabla 6.1.1 Tope progresivo LEVAFLEX.

TOPES EVIDGOM

Choques repetitivos			Choques excepcionales	Referencia
Energía en julios	Flecha correspondiente mm	Reacción daN	Energía en julios	dureza
31	30	190	95	810644
100	50	580	300	810645
110	45	600	330	810686
180	67	750	540	810642
350	75	1250	1050	810653
360	65	1400	1100	810655
400	85	1500	1200	810689
300	70	900	—	810784
600	75	1625	—	810775
1050	90	2375	—	810776
2500	90	5500	—	810733/60
7100	150	11000	—	810732/60
9500	200	9500	—	810731/60
13000	130	18000	—	810732/75
17500	175	19000	—	810731/75
21000	200	25000	—	810735/60
29000	250	35000	—	810734/60
41000	200	70000	—	810735/75
50000	250	55000	—	810734/75

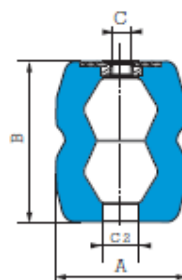


Fig. 1

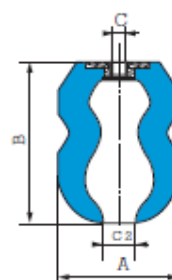


Fig. 2

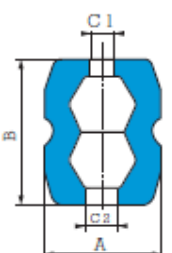


Fig. 3

Referencia tope	Fig.	Referencia Evidgom todo caucho	Ø A mm	B mm	Ø C	Ø C ₁ mm	Ø C ₂ mm	Ø D mm	Ø A bajo carga mm
810642	1	810022	85	120	M16	20	30		114
810644	1	810004	55	55	M10	14	14		72
810645	2	810035	65	93	M16	20	14		100
810653	1	810023	100	130	M16	20	30		140
810655	1	810025	110	132	M16	20	30		142
810686	2	810046	76	90	M16	20	14		98
810689	2	810029	110	150	M16	20	30		155
810731	3	—	250	400	8 X M24	70	70	150	360
810732	3	—	250	315	8 X M24	70	70	150	380
810733	3	—	250	230	6 X M24	70	70	150	370
810734	3	—	350	500	6 X M24	85	85	196	445
810735	3	—	350	395	6 X M24	85	85	196	500
810775	1	810015	155	150	M16	25	40		202
810776	1	810016	185	180	M24	40	30		256
810784	1	810014	125	140	M16	30	25		168

Tabla 6.1.2 Tope progresivo EVIDGOM.

El modelo de tope progresivo LEVAFLEX S14130/60 es capaz de absorber 600 Julios en choques repetitivos con una deformación de 65mm. La reacción provocada en la base sería de 2800 daN en su punto de fijación. Además es capaz de absorber choques excepcionales de hasta 1800 Julios. El fabricante asegura que por los ensayos realizados en su laboratorio con los datos del elevador se cumple con las especificaciones de la norma referentes a la deceleración media permitida y sus picos.

El modelo de tope progresivo EVIDGOM 810775 es capaz de absorber 600 Julios en choques repetitivos con una deformación de 75mm. La reacción provocada en la base sería de 1625 daN en su punto de fijación. El fabricante no ofrece datos sobre choques excepcionales y asegura que por los ensayos realizados en su laboratorio con los datos del elevador se cumpliría con las especificaciones de la norma referentes a la deceleración media permitida y sus picos.

Ambas soluciones serían válidas pero el modelo elegido para este proyecto es el LEVAFLEX S14130/60 por ser más compacto.

- 5.5.3.9: No es objeto de este proyecto el diseño de las puertas de acceso a planta.
- 5.6.2: Dispositivo de seguridad contra caída de la caja.
 - 5.6.2.1: El elevador posee un dispositivo de seguridad contra la sobrevelocidad que se activa automáticamente en caso de sobrevelocidad. Este dispositivo es comúnmente llamado paracaídas.
 - 5.6.2.2: El paracaídas está dispuesto en la caja del elevador como un elemento completamente independiente del grupo motor (ver **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**). Esta siempre operativo, incluyendo el montaje, desmontaje y durante el rearme después de haber actuado. El único componente sobre el que actúa es la cremallera del mástil y lo hace de una manera directa a través del piñón que tiene su eje de salida.
 - 5.6.2.3: El paracaídas está dimensionado para poder parar y mantener detenida la caja con 1.3 veces su carga nominal. La deceleración causada ha de comprenderse entre unos valores de 0.05 y 1g con ningún pico que exceda 2.5g durante más de 0.04s.
 - 5.6.2.4: El paracaídas cuenta con un micro que se activa en el momento de enclavamiento del mismo, cortando la alimentación de los moto-reductores y por lo tanto cerrando los frenos de los mismos. Además manda una señal que desarma el cuadro de control de la máquina (que se encuentra en el interior de la caja) y se muestra un mensaje de alarma en la pantalla.
 - 5.6.2.5: Solo una persona cualificada y entrenada puede volver a rearmar la máquina una vez que se hubiese identificado el motivo por el que se ha producido la parada de emergencia y una vez certificado al 100% que no existe ningún riesgo para las personas o el material que se transporta.
 - 5.6.2.6: Para realizar los ensayos del paracaídas una vez instalado en el elevador, se usa un mando conectado al cuadro de control con una manguera de cable de varios metros de longitud. Esto permite a los técnicos que están realizando la prueba de funcionamiento del paracaídas (drop test) colocarse por su seguridad a varios metros de distancia del elevador.
 - 5.6.2.7: No aplicable en este proyecto
 - 5.6.2.8: El fabricante suministra sellados los paracaídas de manera que no es posible variar su velocidad de actuación. De esta manera se evitan manipulaciones en la propia obra por personas o técnicos ajenos al fabricante del paracaídas
 - 5.6.2.9: No aplicable en este proyecto
 - 5.6.2.10: El paracaídas es un dispositivo independiente del resto del funcionamiento del elevador y que se acciona automáticamente por medios puramente mecánicos en caso de sobre velocidad en el descenso.
 - 5.6.2.11: En ningún caso el suelo de la caja del elevador sufrirá deformación permanente cuando se accione el paracaídas
 - 5.6.2.12: La velocidad de actuación del paracaídas no ha de ser en ningún caso mayor de 0.4m/s la velocidad nominal del elevador. En este proyecto se ha elegido una

velocidad de actuación de 0.2m/min superior a la velocidad de elevación del elevador, es decir: 0.83m/s (corresponde con la misma que han de soportar los topes amortiguadores de la base, apartado 5.4.3 de la norma)

- 5.6.2.13: El paracaídas está resguardado en el interior de la caja, a salvo de las condiciones atmosféricas y de la acumulación de materiales extraños (ver **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**).
- 5.6.2.14: no aplicable a este proyecto.
- 5.6.2.15: no aplicable a este proyecto.

El peso total que ha de ser capaz de detener el paracaídas es por lo tanto:

$$P_{TOTAL} = P_{MUERTOASCE NSOR} + (P_{CARGA} \cdot 1,3) = 1200 + (2000 \cdot 1,3) = 3800Kg$$

La velocidad de accionamiento del paracaídas se ha calculado como la suma de la velocidad nominal más 0.2m/s

$$v_{accionamiento} = 0,63m/s + 0,2m/s = 0,83m/s$$

El piñón usado en la salida del eje del paracaídas, que está atornillado al mismo, es suministrado por el fabricante y es el mismo que para los moto-reductores: Z=15, m=8mm, D_p=120mm. Por lo tanto la velocidad de enclavamiento del paracaídas expresada en rpm es:

$$n_{paracaídas} [rpm] = \frac{v_{linealacci onamiento} [m/min]}{\pi \cdot D_{primitivo} [m]} = \frac{0,83 \cdot 60}{\pi \cdot 0,12} = 132[rpm]$$

El par de frenado M necesario sería:

$$\left. \begin{array}{l} P = M \cdot \omega \\ P = F \cdot v \end{array} \right\} \rightarrow F \cdot v = M \cdot \omega$$

$$M = \frac{F \cdot v}{\omega} = \frac{m[kg] \cdot g[m/s^2] \cdot v[m/s]}{\frac{n[rpm] \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{3800 \cdot 9,81 \cdot 0,83}{\frac{132 \cdot \pi \cdot 2}{60}} = 2238N.m$$

De acuerdo con el catálogo del fabricante EIDE, el modelo FPC 3500 se ajusta a los valores necesarios por el elevador de este proyecto, puesto que ofrece un rango de velocidades de enclavamiento de entre 80 y 400rpm y un par de frenado ajustable de entre 900 y 3800N.m (ver Tabla 6.1.3). Según el diseño del mástil que se ha realizado, la posición de montaje necesaria es con la cremallera a la izquierda (Figura 6.1.2). Las dimensiones generales del modelo de paracaídas FPC 3500 se muestran en la Figura 6.1.3.

Características

Los sistemas de seguridad para caídas FPC, son unas unidades destinadas a evitar la caída accidental en mecanismos elevadores motorizados por piñón y cremallera.

Por su diseño, muy compacto y robusto, están especialmente indicados para ser instalados en elevadores destinados a torres eólicas, grúas torre y otras aplicaciones industriales.

El funcionamiento es totalmente mecánico, por lo que no necesita de ninguna fuerza o señal externa para su funcionamiento.

El sistema sólo actúa cuando la velocidad de descenso es superior a un valor determinado previamente. El inicio de la frenada se produce inmediatamente una vez superada

la velocidad, quedando la plataforma inmovilizada y frenada. El frenado se produce de forma progresiva.

Estos frenos de seguridad incorporan un microinterruptor situado internamente que facilita el montaje del conjunto, y reduce el espacio. El micro actúa en el momento de enclavar lo que permite usar esta señal para cortar la corriente general del elevador, accionar una alarma, etc.

	FPC 1000	FPC 3500
VEL. DE ENCLAVAMIENTO	100-500 rpm.	80-400 rpm.
PAR REGULABLE	150-1250 Nm.	900-3800 Nm.

Tabla 6.1.3 Características técnicas de los para caídas del catálogo del fabricante.

Montaje

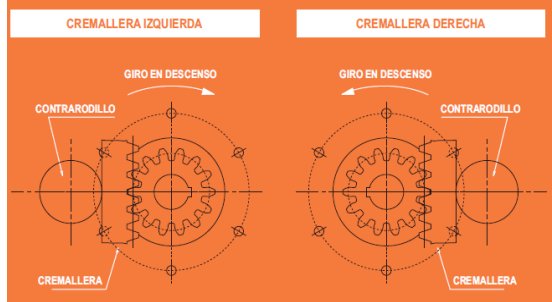


Figura 6.1.2 Posiciones de montaje del para caídas.

TAMAÑO	FPC 1000	FPC 3500
AØ	150	205
BØ	115	150
CØ	148	148
DØ	180	245
dØ	38	50
Mxn	M8x15	M10x19
l	50	60
h	11	16
L	114	136
M	63	63

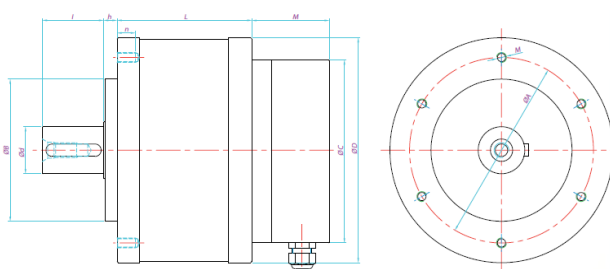


Figura 6.1.3 Dimensiones generales del para caídas

El fabricante garantiza por los ensayos realizados en su laboratorio que la deceleración progresiva proporcionada por el paracaídas en el caso del elevador de este proyecto se encuentra entre 0,05g y 1g con ningún pico que exceda de 2,5g durante más de 0,04s.

- 7.1.2.8: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual del usuario donde se indiquen las instrucciones de montaje y desmontaje.
- 7.1.2.9: No es objeto de este proyecto el desarrollo de un manual de uso y mantenimiento de la máquina.

1.7 Peligro de perforación o punzonamiento: No aplicable en esta norma.

1.8 Peligro de fricción o abrasión:

- 5.5.2: No es objeto de este proyecto el diseño del cerramiento base del elevador.
- 5.5.3: No es objeto de este proyecto el diseño de las puertas de acceso a planta.
- 7.1.2.8: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual del usuario donde se indiquen las instrucciones de montaje y desmontaje.
- 7.1.2.9: No es objeto de este proyecto el desarrollo de un manual de uso y mantenimiento de la máquina.

1.9 Peligro de proyección de fluido a alta presión: No aplicable a esta norma.

1.10 Peligro de proyección de piezas:

- 5.6.1.3: No es objeto de este proyecto el diseño de las paredes de la caja.

1.11 Peligro de pérdida de estabilidad:

- 5.2: Combinaciones de carga y cálculos: De acuerdo con la norma, el elevador ha de cumplir con las siguientes combinaciones de carga expresadas en la tabla 7, dentro del capítulo 5 de la misma.

CASO DE CARGA Ia: Uso normal (mástiles, arriostres y base)

5.2.2.1: Todos los pesos muertos, con excepción de la caja y el equipo que se mueve con ella son 2000Kg (carga a elevar).

5.2.2.3: Este elevador no se ha diseñado con cajas de piso o puertas de piso.

5.2.2.12.3.2: En este proyecto se considera que la velocidad del viento máxima permitida durante el uso normal del elevador es de 20m/s (72Km/h). Por lo tanto la presión del viento es: $q=250\text{N/m}^2$. El viento se considera que sopla en horizontal en la dirección más desfavorable.

5.2.2.2 multiplicado por 5.2.2.7:

$$\mu = (1,1 + 0,264v) = (1,1 + 0,264 \times 0,63) = 1,2663$$

Donde:

v: velocidad nominal del elevador: 0.63m/s

Por lo tanto los 1200Kg correspondientes a los pesos muertos de la caja descargada y todo el equipo que se mueve con ella se multiplican por el coeficiente de impacto μ , siendo la fuerza obtenida:

$$P' = 1200Kg \cdot 9,81m/s^2 \cdot 1,2663 = 14907N$$

5.2.2.4 multiplicado por 5.2.2.7:

El caso de cálculo que se cumple es el b: $\frac{F}{A \times 0,8} \geq 4,0 \text{ kN/m}^2$

F = carga nominal [kN] y

Donde:

A = área total del piso [m²]

Operando se comprueba la condición anterior: $\frac{F \cdot \mu}{A \cdot 0,8} = \frac{2000 \cdot 1,2663 \cdot 9,81}{3 \cdot 1,5 \cdot 0,8} = 6,9 \text{ kN/m}^2$

Por lo tanto la carga nominal se considerada sobre un área equivalente al 80% del área total del piso de la caja. El formato y localización de esta área debe tomarse con los que den el esfuerzo menos favorable para el mástil y para la caja. El valor de la carga de la caja se calcula como:

$$P = 2000Kg \cdot 9,81m/s^2 \cdot 1,2663 = 24845N$$

A continuación se muestra la figura 4 de la norma que sirve de ejemplo de carga más desfavorable (Figura 6.1.4).

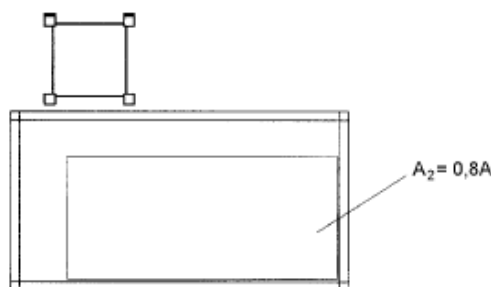


Figura 6.1.4 Ejemplo de carga más desfavorable (Figura 2 de la norma)

En este proyecto con la disposición relativa entre la caja y el mástil que se ha escogido en el diseño, existirían 3 posibles distribuciones de carga en la caja que podrían considerarse como más desfavorables. Para determinar cuál es la peor, se han analizado cada una de ellas por separado usando las siguientes simplificaciones:

- 1) El peso muerto de la máquina (P') más el peso de la carga que se eleva (P) es transmitido a la cremallera a través de los piñones en los ejes de salida de los moto-reductores. Al existir dos piñones se considera que cada uno de ellos transmite a la cremallera la mitad de todo el peso. (puntos M1 y M2)
- 2) La posición del centro de gravedad del peso muerto de la máquina completa (P') queda fuera del alcance de este proyecto. A efectos de cálculo para este proyecto, es considerado actuando en la línea de acción de engrane de la cremallera.
- 3) Si el centro de gravedad de la carga a elevar (P) se encuentra en el plano ZY de simetría del mástil no se transmiten fuerzas laterales al mástil (eje X)
- 4) Cuando el centro de gravedad de la carga a elevar (P) no se encuentra en el plano ZY de simetría del mástil se transmiten fuerzas laterales al mástil (eje X). La fuerza lateral en el eje X que se transmitiría al mástil a través del rodillo B2 (parte inferior derecha de la cesta) es de sentido contrario a la que se transmite al mástil por los puntos C1 y D1 (parte izquierda del grupo motor), considerándose las fuerzas en C1 y D1 de igual valor entre ellas. De manera análoga la fuerza lateral en el eje X que se transmitiría al mástil a través del rodillo B1 (parte inferior izquierda de la cesta) es de sentido contrario a la que se transmite al mástil por los puntos C2 y D2 (parte derecha del grupo motor), considerándose las fuerzas en C2 y D2 de igual valor entre ellas.
- 5) Las fuerzas en el eje Y que se transmiten al mástil a través de los rodillos B1 y B2 se consideran de igual valor y sentido entre ellas. Las fuerzas C1, C2, D1, y D2 son consideradas de igual valor entre ellas y de sentido contrario a las de B1 y B2
- 6) El viento es considerado que sopla en el eje Y porque el área de la caja en el plano ZX es máximo. Se considera que la resultante de la presión del viento sobre la caja actúa a la mitad de la altura de la caja.

- DISTRIBUCIÓN DE CARGA 1 (Figura 6.1.5): Carga uniformemente distribuida, con centro de gravedad alineado con el plano ZY de simetría del mástil y alejado en el eje Y lo máximo posible de éste (simplificación 3):

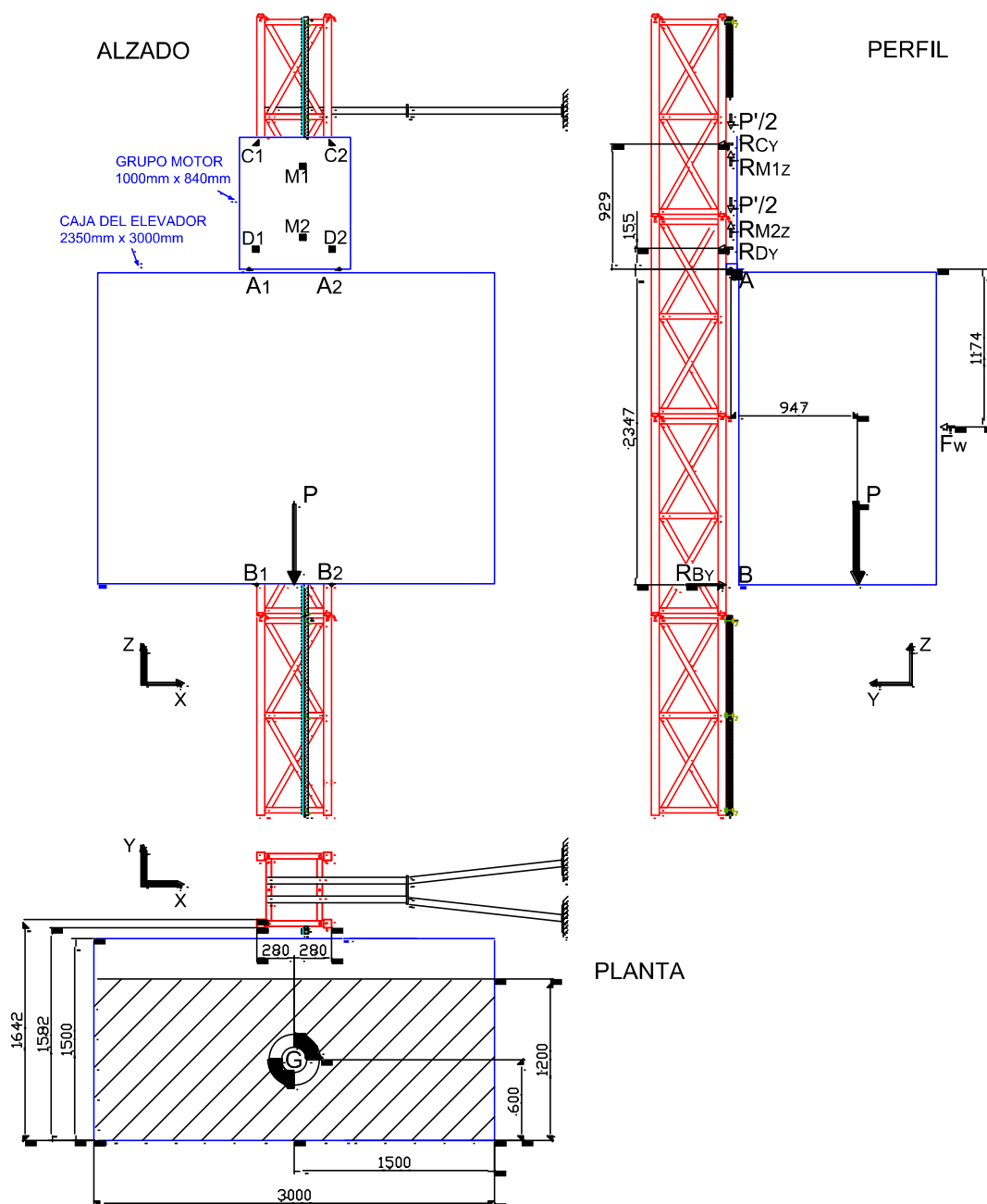


Figura 6.1.5 Carga uniformemente distribuida, con centro de gravedad alineado con el plano ZY de simetría del mástil y alejado en el eje Y lo máximo posible de éste.

De acuerdo con las simplificaciones en las hipótesis de cálculo, obtenemos que las fuerzas transmitidas al mástil debido a elevar en la caja la carga (P) son:

$$\sum \vec{F}_Z = 0 \rightarrow R_{M1z} + R_{M2z} - P - \frac{P'}{2} - \frac{P'}{2} = 0 \rightarrow \boxed{R_{M1z} = R_{M2z} = \frac{P + P'}{2}}$$

Donde: $R_{M1z} = R_{M2z}$ (simplificaciones 1 y 2)

$$\sum \vec{F}_Y = 0 \rightarrow R_{By} - F_W - R_{Cy} - R_{Dy} = 0 \rightarrow \boxed{R_{Cy} = R_{Dy} = \frac{R_{By} - F_W}{2}}$$

Donde: $R_{Cy} = R_{Dy}$ (simplificación 5)

$$\sum \vec{M}_{Ax} = 0 \rightarrow 0,947P + 1,174F_W - 2,347R_{By} - 0,155R_{Dy} - 0,929R_{Cy} = 0 \rightarrow$$

$$\boxed{R_{By} = \frac{0,947P + 1,716F_W}{2,889}}$$

Donde: $F_W = q \cdot A = 250 \frac{N}{m^2} \cdot 7,05m^2 = 1762,5N$ (simplificación 6)

Resolviendo las ecuaciones anteriores se obtiene que:

$$P + P' = (2000Kg \cdot 9,81m/s^2 \cdot 1,2663) + (1200Kg \cdot 9,81m/s^2 \cdot 1,2663) = 39752N$$

$$R_{M1z} = R_{M2z} = 19876N$$

$$R_{By} = 9190N \rightarrow R_{By1} = R_{By2} = 4595N$$

$$R_{Cy} = R_{Dy} = 3714N \rightarrow R_{Cy1} = R_{Cy2} = R_{Dy1} = R_{Dy2} = 1857N$$

- DISTRIBUCIÓN DE CARGA 2 (Figura 6.1.6): Carga uniformemente distribuida, con centro de gravedad desalineado en el eje X lo máximo posible hacia la derecha respecto del plano ZY de simetría del mástil (simplificación 4):

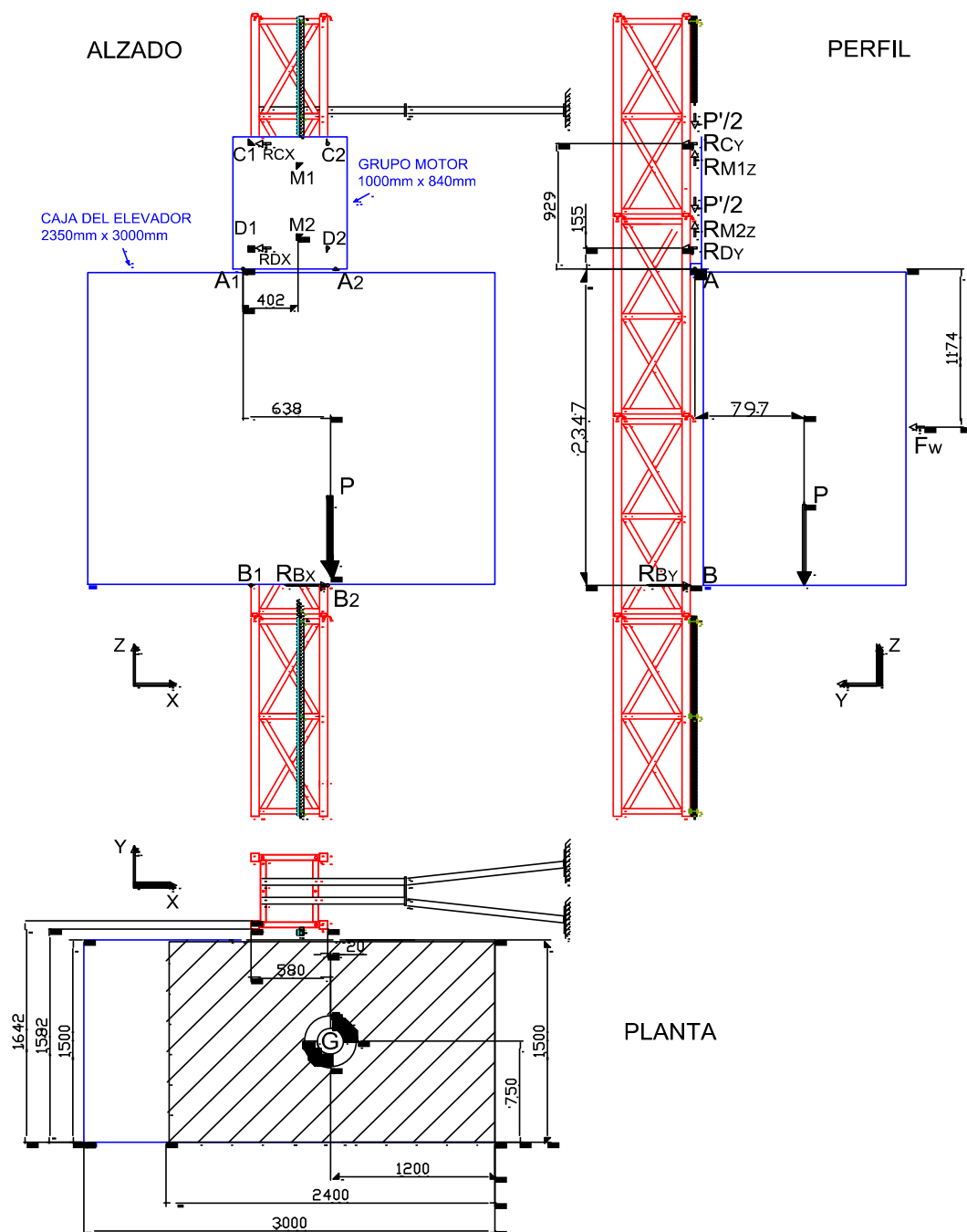


Figura 6.1.6 Carga uniformemente distribuida, con centro de gravedad desalineado en el eje X lo máximo posible hacia la derecha respecto del plano ZY de simetría del mástil

De acuerdo con las simplificaciones en las hipótesis de cálculo, obtenemos que las fuerzas transmitidas al mástil debido a elevar en la caja la carga (P) son:

$$\sum \vec{F}_Z = 0 \rightarrow R_{M1_z} + R_{M2_z} - P - \frac{P'}{2} - \frac{P'}{2} = 0 \rightarrow \boxed{R_{M1_z} = R_{M2_z} = \frac{P + P'}{2}}$$

Donde: $R_{M1_z} = R_{M2_z}$ (simplificaciones 1 y 2)

$$\sum \vec{F}_Y = 0 \rightarrow R_{B_y} - F_W - R_{C_y} - R_{D_y} = 0 \rightarrow \boxed{R_{C_y} = R_{D_y} = \frac{R_{B_y} - F_W}{2}}$$

Donde: $R_{C_y} = R_{D_y}$ (simplificación 5)

$$\sum \vec{F}_X = 0 \rightarrow R_{B2_x} - R_{C1_x} - R_{D1_x} = 0 \rightarrow \boxed{R_{B2_x} = 2R_{C1_x}}$$

Donde: $R_{C1_x} = R_{D1_x}$ (simplificación 4)

$$\sum \vec{M}_{A_x} = 0 \rightarrow 0,797P + 1,174F_W - 2,347R_{B_y} - 0,155R_{D_y} - 0,929R_{C_y} = 0 \rightarrow$$

$$\boxed{R_{B_y} = \frac{0,797P + 1,174F_W}{2,889}}$$

Donde: $F_W = q \cdot A = 250 \frac{N}{m^2} \cdot 7,05m^2 = 1762,5N$ (simplificación 6)

$$\sum \vec{M}_{A_y} = 0 \rightarrow 0,638P - 2,347R_{B2_x} - 0,155R_{D1_x} - 0,929R_{C1_x} - 2 \cdot (0,402R_{M1_z}) + 2 \cdot (0,402P'/2) = 0$$

$$\boxed{R_{C1_x} = \frac{0,236P}{5,778}}$$

Resolviendo las ecuaciones anteriores se obtiene que:

$$P + P' = (2000Kg \cdot 9,81m/s^2 \cdot 1,2663) + (1200Kg \cdot 9,81m/s^2 \cdot 1,2663) = 39752N$$

$$R_{M1_z} = R_{M2_z} = 19876N$$

$$R_{B_y} = 7900N \rightarrow R_{B_y1} = R_{B_y2} = 3950N$$

$$R_{C_y} = R_{D_y} = 3069N \rightarrow R_{C_y1} = R_{C_y2} = R_{D_y1} = R_{D_y2} = 1534,5N$$

$$R_{C1_x} = R_{D1_x} = 1015N \rightarrow R_{B2_x} = 2030N$$

- DISTRIBUCIÓN DE CARGA 3 (Figura 6.1.7): Carga uniformemente distribuida, con centro de gravedad desalineado en el eje X lo máximo posible hacia la izquierda respecto del plano ZY de simetría del mástil (simplificación 4):

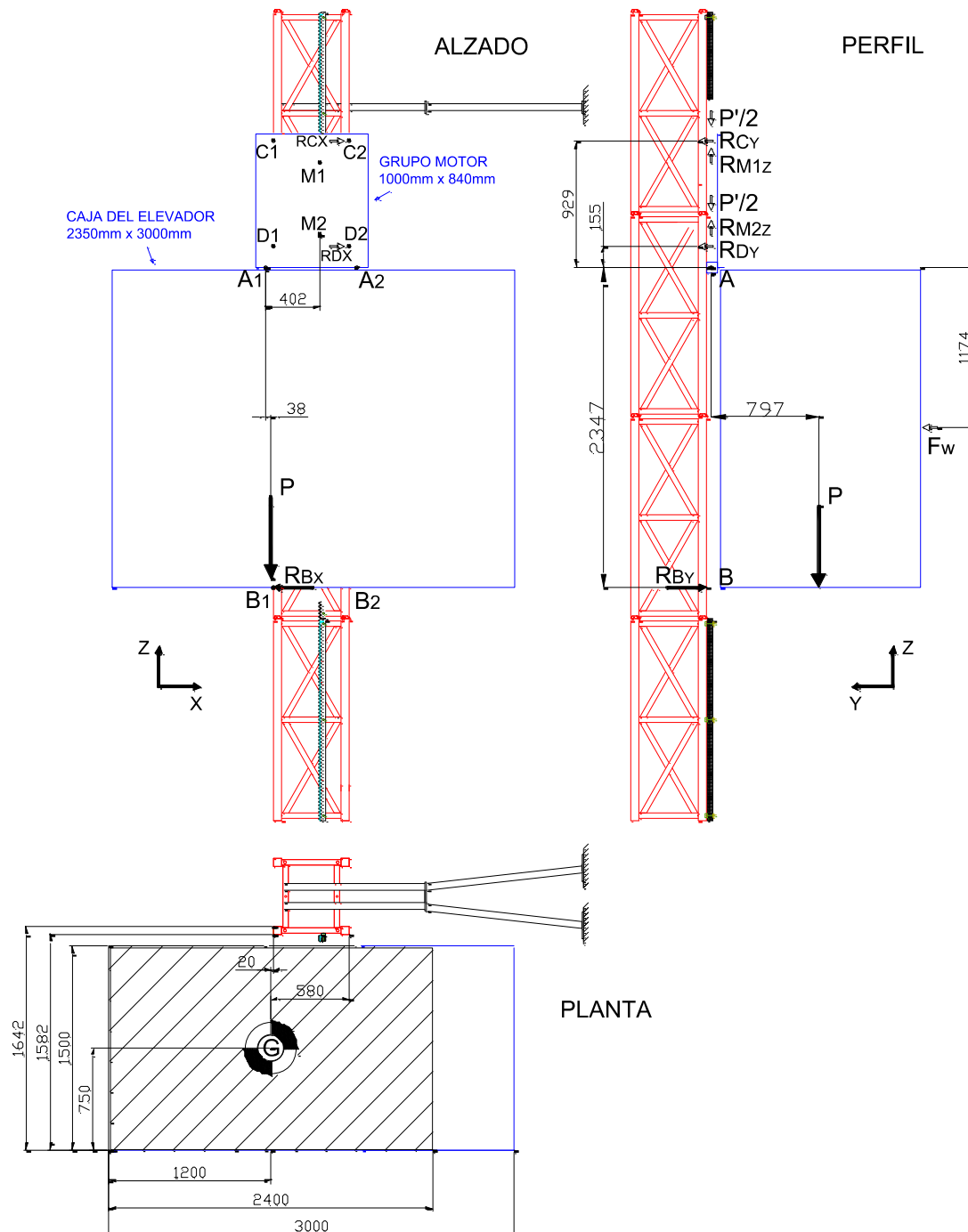


Figura 6.1.7 Carga uniformemente distribuida, con centro de gravedad desalineado en el eje X lo máximo posible hacia la izquierda respecto del plano ZY de simetría del mástil.

De acuerdo con las simplificaciones en las hipótesis de cálculo, obtenemos que las fuerzas transmitidas al mástil debido a elevar en la caja la carga (P) son:

$$\sum \vec{F}_Z = 0 \rightarrow R_{M1_z} + R_{M2_z} - P - \frac{P'}{2} - \frac{P'}{2} = 0 \rightarrow \boxed{R_{M1_z} = R_{M2_z} = \frac{P + P'}{2}}$$

Donde: $R_{M1_z} = R_{M2_z}$ (simplificaciones 1 y 2)

$$\sum \vec{F}_Y = 0 \rightarrow R_{B_y} - F_W - R_{C_y} - R_{D_y} = 0 \rightarrow \boxed{R_{C_y} = R_{D_y} = \frac{R_{B_y} - F_W}{2}}$$

Donde: $R_{C_y} = R_{D_y}$ (simplificación 5)

$$\sum \vec{F}_X = 0 \rightarrow R_{B1_x} - R_{C2_x} - R_{D2_x} = 0 \rightarrow \boxed{R_{B1_x} = 2R_{C2_x}}$$

Donde: $R_{C2_x} = R_{D2_x}$ (simplificación 4)

$$\sum \vec{M}_{A_x} = 0 \rightarrow 0,797P + 1,174F_W - 2,347R_{B_y} - 0,155R_{D_y} - 0,929R_{C_y} = 0 \rightarrow$$

$$\boxed{R_{B_y} = \frac{0,797P + 1,716F_W}{2,889}}$$

Donde: $F_W = q \cdot A = 250 \frac{N}{m^2} \cdot 7,05m^2 = 1762,5N$ (simplificación 6)

$$\sum \vec{M}_{A_y} = 0 \rightarrow 0,038P + 2,347R_{B1_x} + 0,155R_{D1_x} + 0,929R_{C1_x} - 2 \cdot (0,402R_{M1_z}) + 2 \cdot (0,402P'/2) = 0$$

$$\boxed{R_{C1_x} = \frac{0,364P}{5,778}}$$

Resolviendo las ecuaciones anteriores se obtiene que:

$$P + P' = (2000Kg \cdot 9,81m/s^2 \cdot 1,2663) + (1200Kg \cdot 9,81m/s^2 \cdot 1,2663) = 39752N$$

$$R_{M1_z} = R_{M2_z} = 19876N$$

$$R_{B_y} = 7900N \rightarrow R_{B_y1} = R_{B_y2} = 3950N$$

$$R_{C_y} = R_{D_y} = 3069N \rightarrow R_{C_y1} = R_{C_y2} = R_{D_y1} = R_{D_y2} = 1534,5N$$

$$R_{C1_x} = R_{D1_x} = 1565N \rightarrow R_{B2_x} = 3130N$$

El cálculo de tensiones y desplazamientos de toda la estructura portante (columna de mástiles, arriostres y base) no se podría realizar utilizando un software de elementos finitos debido a las dimensiones de la instalación (hasta 200m de altura). Por este motivo el análisis se centra en los componentes más críticos, que en el caso de la estructura portante son: la base y los 4 primeros mástiles de la instalación con el primer arriostre situado a 6 metros de altura.

Los primeros análisis realizados con el prototipo de mástil inicial arrojaron unos valores de tensiones ligeramente más elevados de lo esperado. Como ejemplo, en la Figura 6.1.8, se muestra la tensión máxima para la distribución de carga 3. Ésta se dio en el primer mástil, en la zona que conecta la cremallera con el tubo inferior horizontal. En este prototipo ese tubo es de sección 40x40x3mm. El coeficiente de seguridad en el límite elástico sería en este caso de 2.1, que es mayor que el mínimo exigido por la norma para este caso (1.5).

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{355 \text{ MPa}}{167.5} = 2.1$$

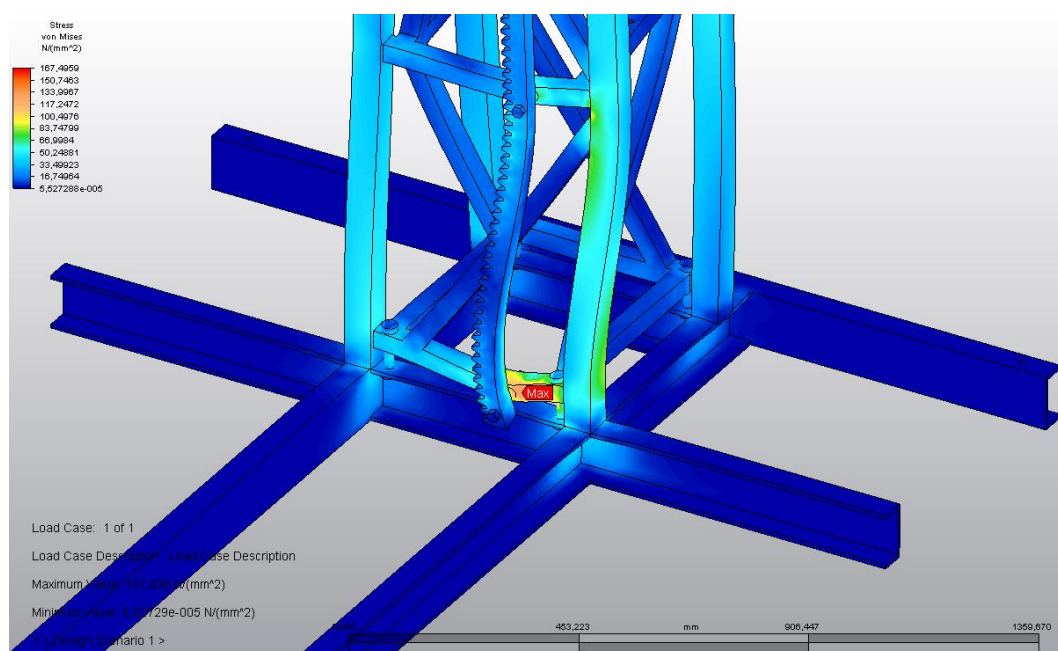
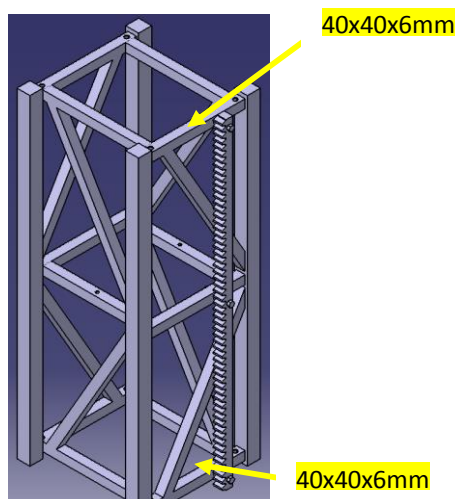
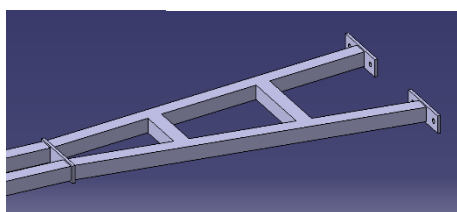


Figura 6.1.8 Distribución de las tensiones para el caso de carga 1a en el primer prototipo

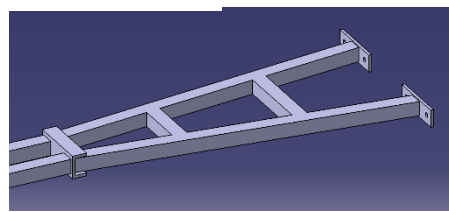
En el prototipo definitivo del mástil los tubos horizontales superior e inferior que conectan con la cremallera tienen una sección 40x40x6mm (Figura 6.1.9). De esta manera se ha buscado un equilibrio entre la disminución de las tensiones en la zona y el aumento de peso del mástil. El nuevo mástil completo con la cremallera y toda la tornillería necesaria pesa 106.5Kg aproximadamente (2.5Kg más que el prototipo inicial). Además en el arriostre se ha usado finalmente una chapa plegada con perfil en U (Figura 6.1.10 y Figura 6.1.11).



*Figura 6.1.9 Diseño del
prototipo final del mástil*



*Figura 6.1.11 Diseño del
arriostre prototipo inicial*



*Figura 6.1.10 Diseño del
arriostre prototipo final*

Una vez definido el prototipo final se ha procedido a analizar cuál de las 3 distribuciones de carga es más desfavorable. Para ello, las fuerzas sobre el mástil calculadas en cada distribución de carga han sido aplicadas en el análisis de elementos finitos en una posición del elevador intermedia entre 0 y 6 metros de altura. Se ha considerado el peso total de la estructura portante (arriostres y mástiles) actuando sobre el cuarto mástil de la siguiente manera:

- Cada mástil completo con la cremallera y toda la tornillería necesaria pesa 106.5Kg. En una altura de instalación de 200m serían necesarios un total de 134 mástiles. Es decir hay que tener en cuenta el peso de 130 mástiles adicionales, que es unos 13845Kg aproximadamente.
- Cada arriostre completo con tornillería pesa 26Kg. En una altura de instalación de 200m serían necesarios un total de 33 arriostres. Es decir hay que tener en cuenta el peso de 32 arriostres adicionales, que es unos 832Kg aproximadamente.

Por lo tanto la carga vertical total encima del cuarto mástil es de unos 14677Kg aproximadamente. Para el análisis se ha repartido en 4 cargas iguales de 36000N cada una. Las restricciones aplicadas a la superficie de contacto del arriostre con la pared y de la base con el suelo son fijas (no hay traslación ni giro).

Con estos datos comunes, más los calculados en cada distribución de carga se han realizado análisis de elementos finitos en los que se ha determinado que la distribución de carga 3 es más desfavorable que la 1 (la distribución de carga 2 se ha descartado por tener unos valores de carga ligeramente inferiores a los de 3).

El resultado de tensión máxima obtenido para la distribución de carga 1 es de 132MPa. Se ha dado en la región cercana a la conexión de la cremallera con el tubo horizontal inferior que se ha reforzado (Figura 6.1.12).

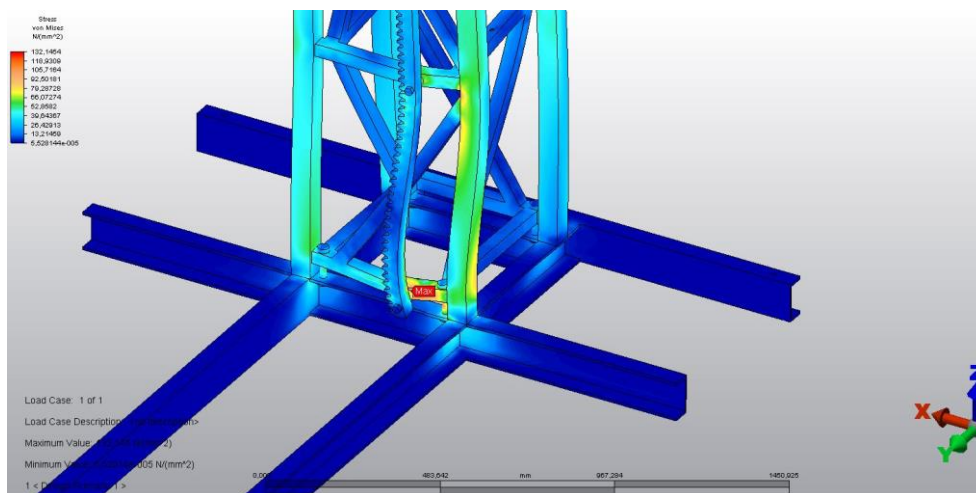


Figura 6.1.12 Tensión máxima para el caso de carga 1a, distribución de carga 1

El resultado de tensión máxima obtenido para la distribución de carga 3 es de 139MPa (Figura 6.1.13 y Figura 6.1.14) y se ha dado también en la región cercana a la conexión de la cremallera con el tubo horizontal inferior que se ha reforzado.

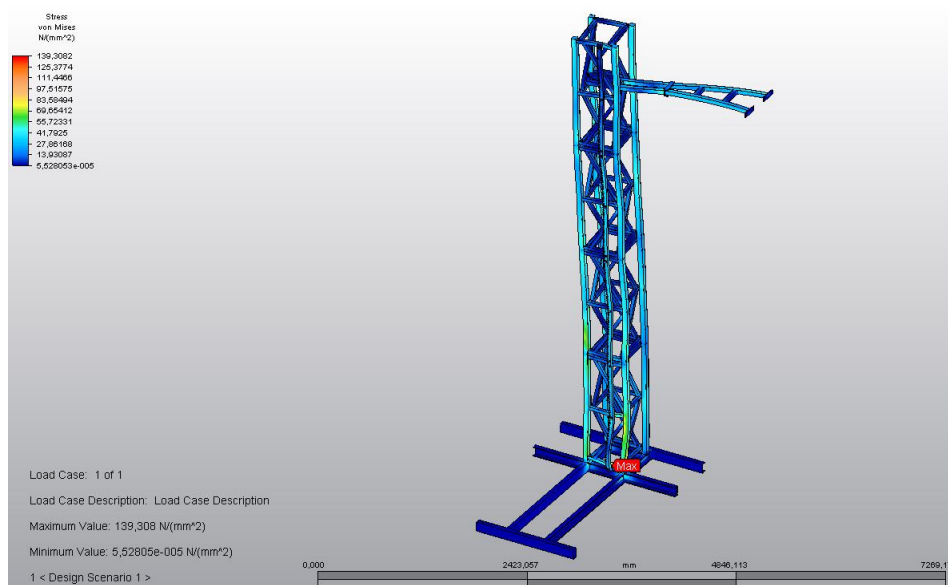


Figura 6.1.13 Distribución de las tensiones para el caso de carga 1a

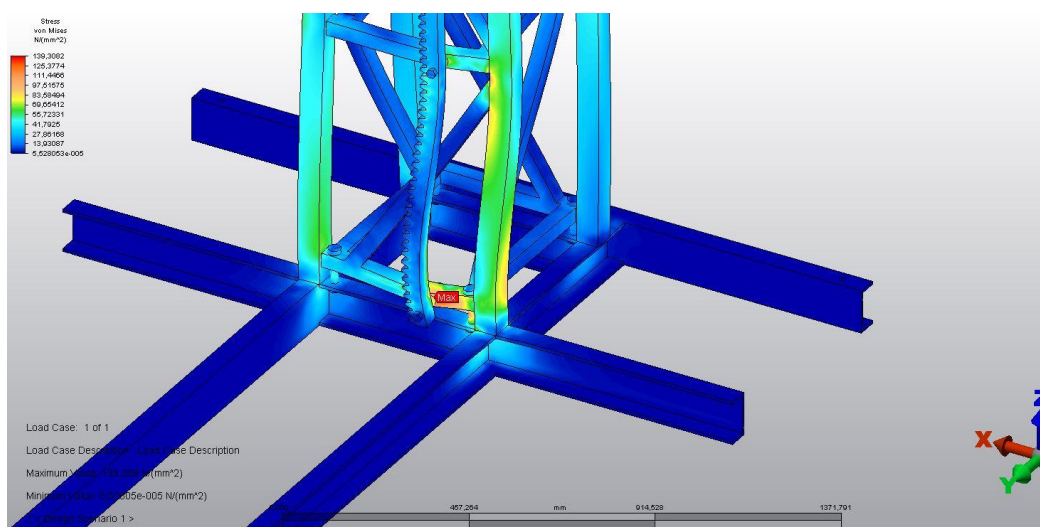


Figura 6.1.14 Tensión máxima para el caso de carga 1a, distribución de carga 3

Este resultado más desfavorable era esperado debido a que en adición a las cargas existentes en la distribución de carga 1, también existen cargas laterales en el eje X del mástil (Figura 6.1.15 y Figura 6.1.16).

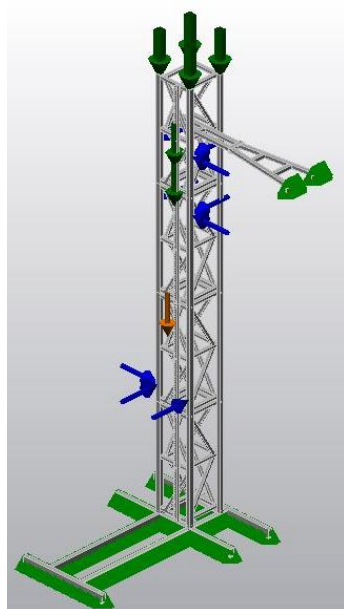


Figura 6.1.16 Modelo mallado con las cargas aplicadas para el caso de carga 1a

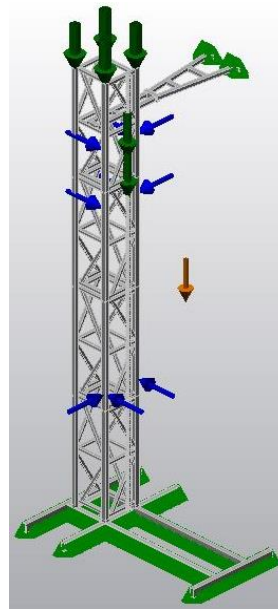


Figura 6.1.15 Modelo mallado con las cargas aplicadas para el caso de carga 1a

Todos los aceros de la estructura portante son S355 (límite elástico 355MPa), los tornillos son calidad 8.8 (límite elástico 640MPa) y el acero de la cremallera C45E (límite elástico 370MPa). La primera tensión máxima se da en el primer mástil, en la zona que conecta la cremallera con el tubo inferior horizontal. La tensión es de 139MPa, de manera que el coeficiente de seguridad en el límite elástico sería de:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{355MPa}{139} = 2.6$$

La segunda tensión máxima se da en uno de los tornillos que conecta la base con el primer mástil y tiene un valor aproximado de 125MPa. El coeficiente de seguridad en el límite elástico sería de:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{640MPa}{125} = 5.1$$

La tensión máxima en los dientes de la cremallera donde los piñones del moto-reductor actúan es de 50MPa aproximadamente. El coeficiente de seguridad sería de:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{370MPa}{50} = 7.4$$

La tensión máxima que se da en la base es de unos 70MPa aproximadamente. El coeficiente de seguridad sería de:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{355MPa}{70} = 5.1$$

La tensión máxima que se da en el arriostre es de unos 50MPa aproximadamente (Figura 6.1.17). El coeficiente de seguridad sería:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{355MPa}{50} = 7.1$$

Según la norma el coeficiente de seguridad mínimo permitido en el límite elástico para el caso de carga la es de 1.5. En el caso de la cremallera el coeficiente de seguridad en el límite elástico ha de ser como mínimo 2 (apartado 5.7.3.1.2.2 de la norma). De manera que todos los puntos del elevador estudiados en este caso de carga han ofrecido coeficientes de seguridad en el límite elástico mejores de los requeridos.

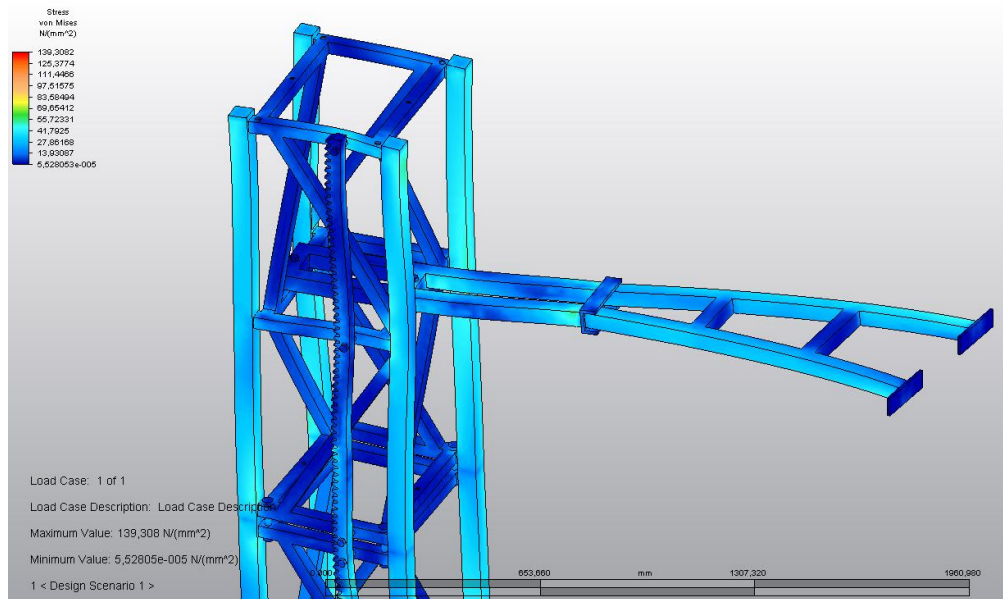


Figura 6.1.17 Distribución de las tensiones para el caso de carga 1a, arriestre

El desplazamiento máximo que se ha obtenido en el análisis es de 2.8mm (Figura 6.1.18 y Figura 6.1.19), y se produce en el extremo libre de la estructura analizada (en el cuarto mástil). Esto es debido a que las cargas de compresión por todo el peso de la estructura son aplicadas ahí y también a la tendencia al vuelco de la estructura debido a la carga transportada en la caja, que transmite fuerzas al mástil en el eje Y.

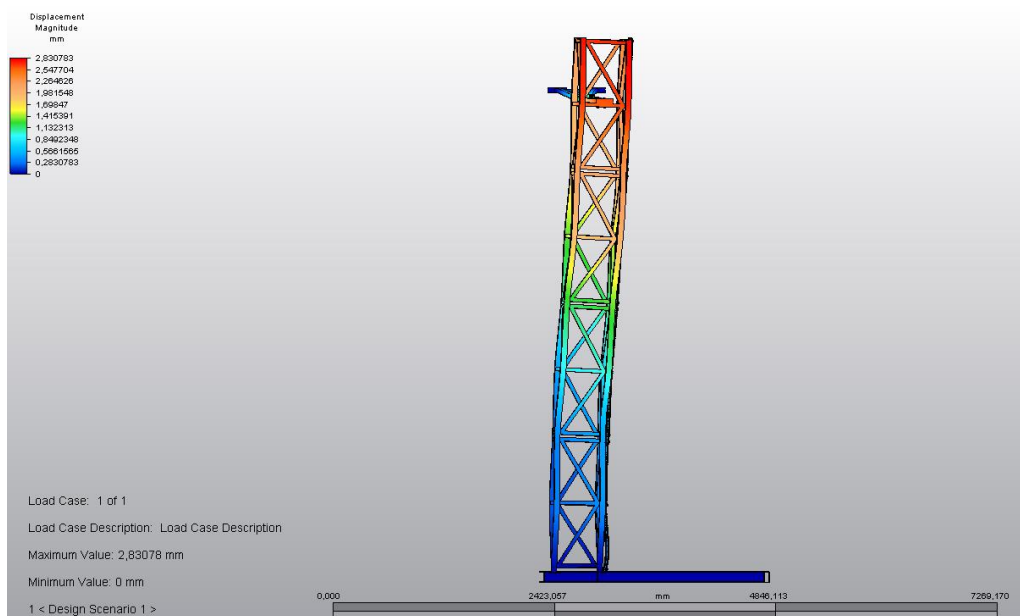


Figura 6.1.18 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga 1a, vista frontal

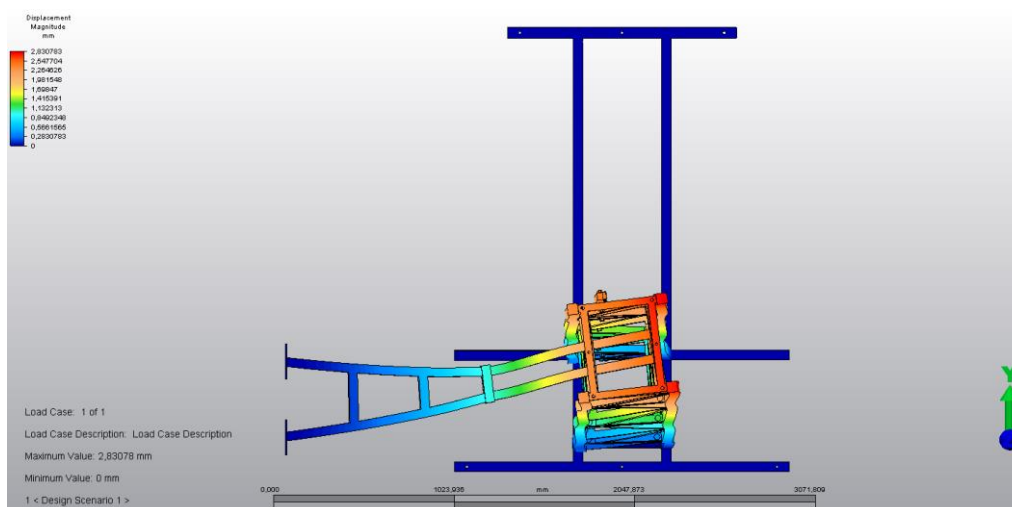


Figura 6.1.19 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga Ia, vista en planta

CASO DE CARGA Ib: Uso normal, caja.

5.2.2.12.3.2: Explicado en el caso de carga Ia

5.2.2.2 multiplicado por 5.2.2.7: Explicado en el caso de carga Ia

5.2.2.4: multiplicado por 5.2.2.7: Explicado en el caso de carga Ia

Los primeros análisis realizados con el prototipo inicial de la cesta arrojaron unos valores de tensiones ligeramente más elevados de lo esperado. Las mayores tensiones se daban en el suelo de la caja (Figura 6.1.21) en los perfiles centrales con forma de C, en el extremo donde se unen con los montantes verticales. En el primer prototipo estos perfiles centrales de chapa plegada con forma de C tienen una sección constante de dimensiones 150x50x4mm, siendo el peso total del conjunto soldado del suelo de 115Kg aproximadamente.

En el prototipo definitivo de la cesta (Figura 6.1.20) los perfiles de chapa plegada en forma de C son de sección variable, comenzando en 200x60x5mm en el extremo que se unen a los montantes verticales y finalizando en 120x60x5mm en el extremo opuesto. El peso total del conjunto soldado del suelo es de 127Kg aproximadamente

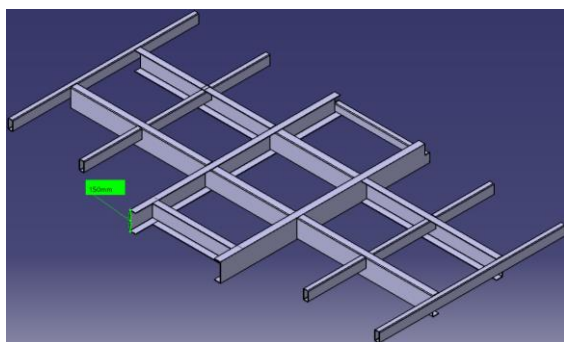


Figura 6.1.21 Prototipo
inicial del suelo de la caja

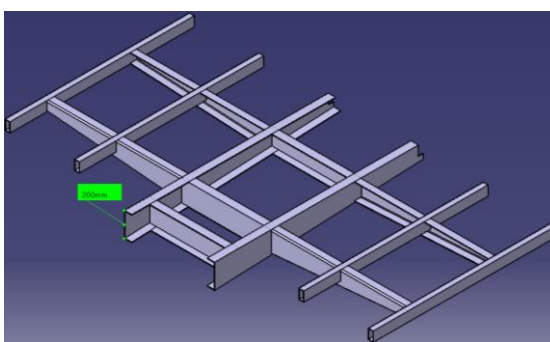
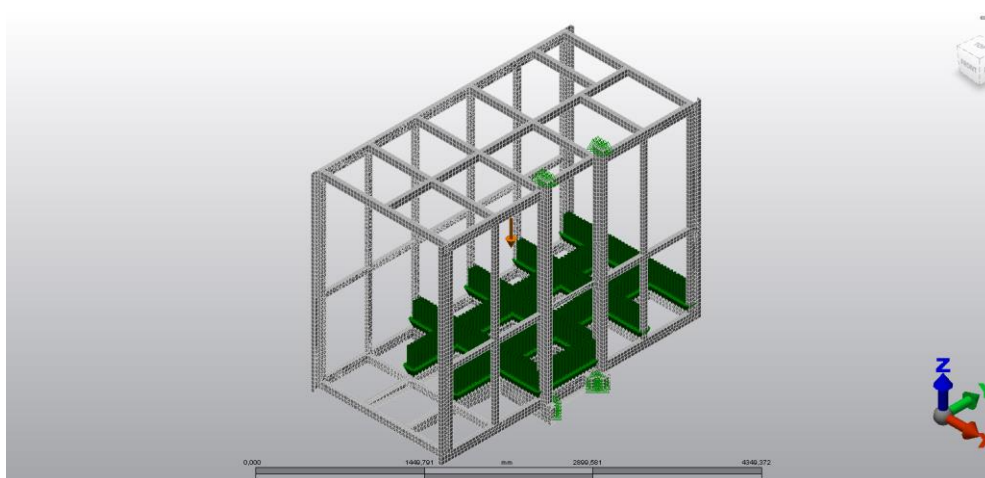


Figura 6.1.20 Prototipo
definitivo del suelo de la caja

La cesta se puede considerar prácticamente simétrica (a excepción de una pequeña asimetría en el techo) respecto de un plano ZX situado equidistante a los dos montantes verticales. Por lo tanto el área de acción de la carga a elevar (80% de la superficie del piso) podría tomarse usando la distribución de carga 2 o 3 del caso de Carga 1a (en este caso se ha usado la 3). La carga total aplicada es de 24845N, calculada en el caso de carga 1a. Las restricciones de carga están aplicadas en los agujeros donde se alejan los bulones de carga (de donde cuelga la caja del grupo motor) y en el punto de apoyo de los rodillos de la caja con el mástil. Todas las restricciones se han considerado fijas (no desplazamiento y no rotación) Figura 6.1.22.



*Figura 6.1.22 Modelo mallado con las cargas aplicadas
para el caso de carga 1b*

Todos los aceros de los tubos y chapas plegadas usados en la estructura de la caja son S355 (límite elástico 355MPa). Las tensiones máximas se concentran como era esperado en la región donde se unen los perfiles en C del piso de la caja con los dos montantes principales de la caja (tubos principales verticales). El valor máximo de la tensión es de 66MPa aproximadamente (Figura 6.1.23), de manera que el coeficiente de seguridad en el límite elástico sería de:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{355MPa}{66} = 5.4$$

El coeficiente de seguridad obtenido es mayor que el 1.5 mínimo exigido por la norma

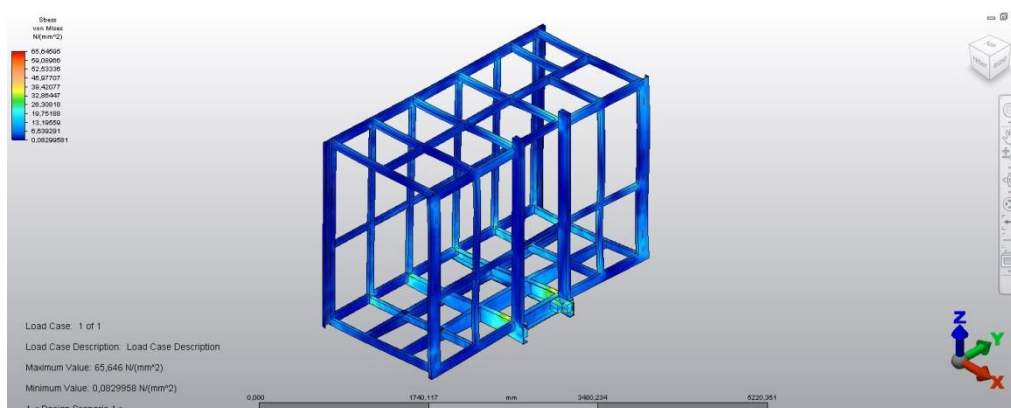


Figura 6.1.23 Distribución de las tensiones para el caso de carga Ib

El desplazamiento máximo se da en el extremo de la cesta más alejado del mástil, en el eje Z (1,4mm aproximadamente). Esto es debido a que esa región se comporta como el extremo en voladizo de una viga empotrada, donde el desplazamiento es máximo (Figura 6.1.24 y Figura 6.1.25).

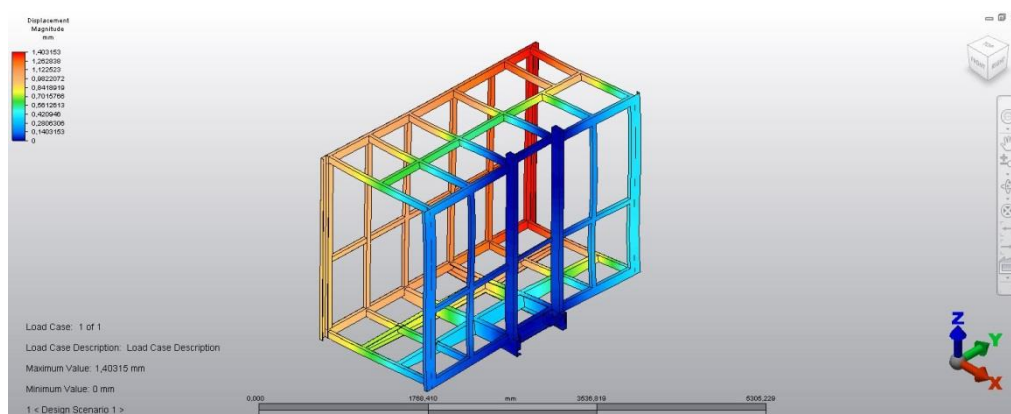


Figura 6.1.24 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga Ib. Vista 3D

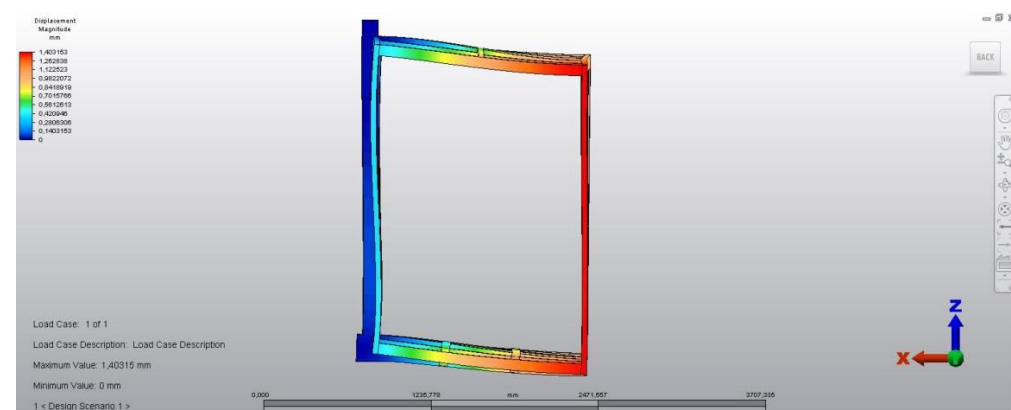


Figura 6.1.25 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga Ib. Vista lateral 2D

CASO DE CARGA IIa: Carga normal de la caja, mástiles

5.2.2.1: Explicado en el caso de carga Ia

5.2.2.2: El peso muertos de la caja descargada y todo el equipo que se mueve con ella es 1200Kg.

5.2.2.3: Explicado en el caso de carga Ia

5.2.2.12.3.2: Explicado en el caso de carga Ia

5.2.2.6: Las fuerzas durante la carga y descarga se consideran según la figura 4 de la norma (Ver Figura 6.1.26).

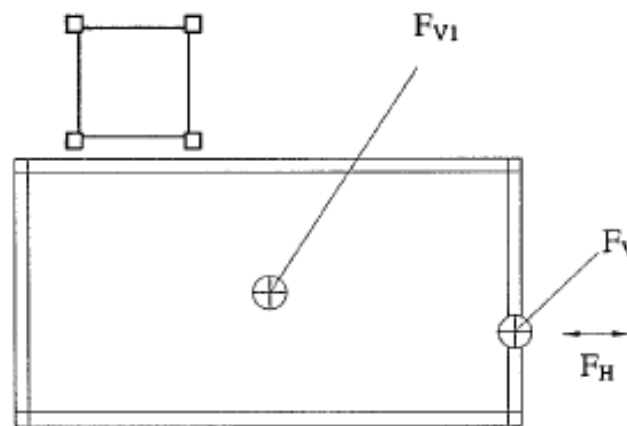


Figura 6.1.26 Figura 4 de la norma, ejemplo de fuerza durante carga y descarga

Donde:

- F_v es una fuerza vertical del 50% de la carga nominal:

$$F_v = 0.5 \cdot 2000Kg \cdot 9,81m/s^2 = 9,81KN$$
- F_h es una fuerza horizontal del 20% de la carga nominal pero no menor de 0,5KN o mayor de 2,5KN: $F_h = 0,2 \cdot 2000Kg \cdot 9,81m/s^2 = 3,924KN \rightarrow$ Por lo tanto se usa $F_h = 2,5KN$.

El punto de aplicación de las cargas F_v y F_h es a 1/3 de la anchura de la entrada de la caja, al nivel del piso, y en la dirección y localización más desfavorable. La caja de este elevador no posee rampa. Estas se encontrarían instaladas en cada planta de la estructura del edificio y no formarían parte de los cálculos del elevador. En este proyecto es considerado ninguna parte remanente de la carga nominal F_{V1} que haya que aplicarse en el centro de la caja.

En este proyecto con la disposición relativa entre la caja y el mástil que se ha escogido en el diseño, existirían 4 posibles supuestos de carga en la caja que podrían considerarse como más desfavorables. A continuación se ha estudiado cada uno de ellas por separado usando las mismas simplificaciones que en el caso de carga Ia:

- SUPUESTO 1 (Figura 6.1.27): Descarga en la planta baja.

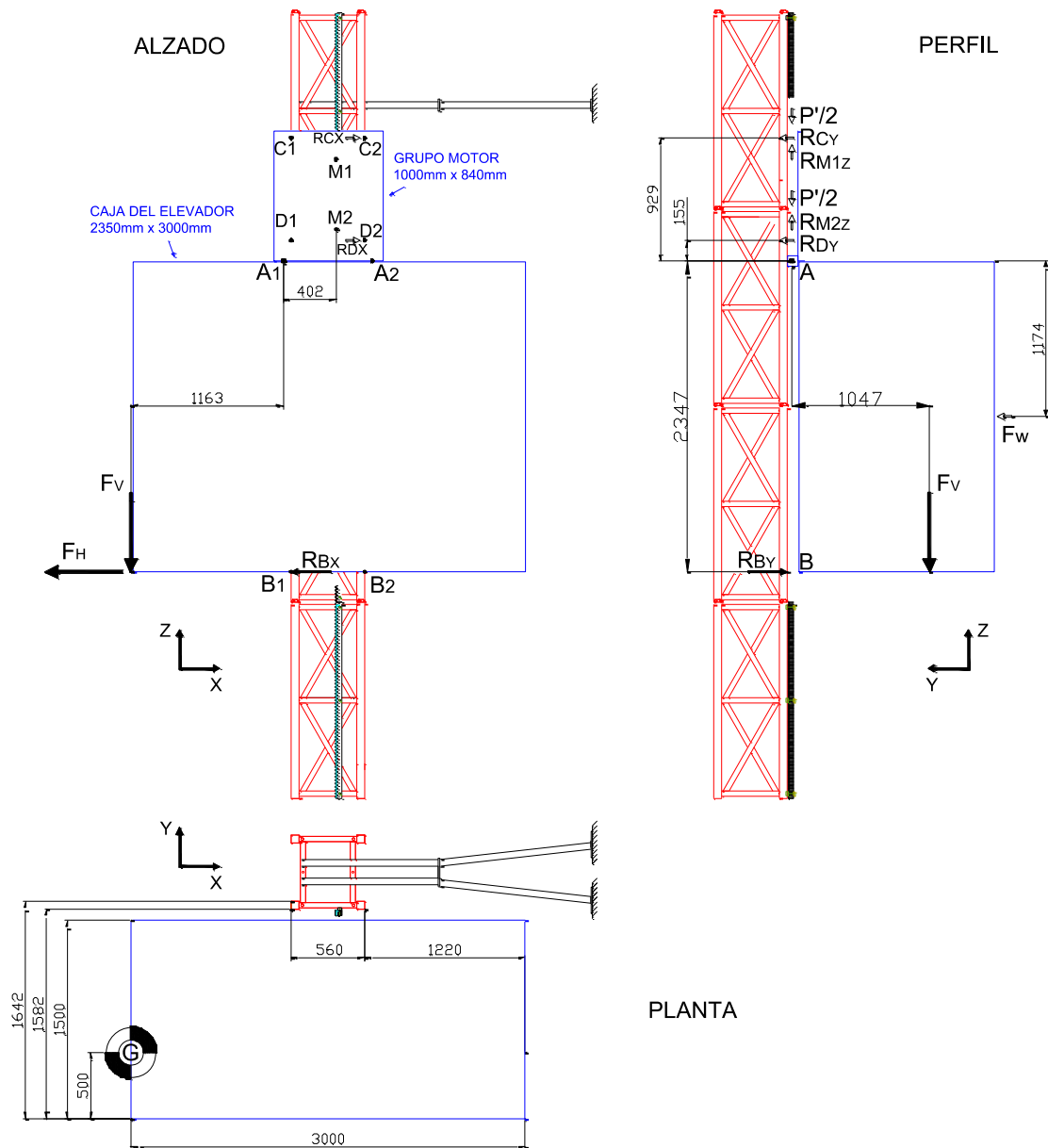


Figura 6.1.27 Caso de carga IIa, supuesto de carga 1: descarga en la planta baja

Las fuerzas transmitidas al mástil debido a las cargas F_V y F_H son:

$$\sum \vec{F}_Z = 0 \rightarrow R_{M1_Z} + R_{M2_Z} - F_V - \frac{P'}{2} - \frac{P'}{2} = 0 \rightarrow \boxed{R_{M1_Z} = R_{M2_Z} = \frac{F_V + P'}{2}}$$

Donde: $R_{M1_Z} = R_{M2_Z}$ (simplificaciones 1 y 2)

$$\sum \vec{F}_Y = 0 \rightarrow R_{B_Y} - F_W - R_{C_Y} - R_{D_Y} = 0 \rightarrow \boxed{R_{C_Y} = R_{D_Y} = \frac{R_{B_Y} - F_W}{2}}$$

Donde: $R_{C_Y} = R_{D_Y}$ (simplificación 5)

$$\sum \vec{F}_X = 0 \rightarrow R_{B1_X} + F_H - R_{C2_X} - R_{D2_X} = 0 \rightarrow \boxed{R_{B1_X} = 2R_{C2_X} - F_H}$$

Donde: $R_{C2_X} = R_{D2_X}$ (simplificación 4)

$$\sum \vec{M}_{A_x} = 0 \rightarrow 1,047F_V + 1,174F_W - 2,347R_{B_Y} - 0,155R_{D_Y} - 0,929R_{C_Y} = 0 \rightarrow$$

$$\boxed{R_{B_Y} = \frac{1,047F_V + 1,174F_W}{2,889}}$$

Donde: $F_W = q \cdot A = 250 \frac{N}{m^2} \cdot 7,05m^2 = 1762,5N$ (simplificación 6)

$$\sum \vec{M}_{A_y} = 0 \rightarrow$$

$$-1,163F_V + 2,347R_{B1_X} + 2,347F_H + 0,155R_{D2_X} + 0,929R_{C2_X} - 2 \cdot (0,402R_{M1_Z}) + 2 \cdot (0,402P'/2) = 0$$

$$\boxed{R_{C1_X} = \frac{1,565F_V}{5,778}}$$

Resolviendo las ecuaciones anteriores se obtiene que:

$$F_V + P' = (0,5 \cdot 2000Kg \cdot 9,81m/s^2) + (1200Kg \cdot 9,81m/s^2) = 21582N$$

$$R_{M1_Z} = R_{M2_Z} = 10791N$$

$$R_{B_Y} = 4602N \rightarrow R_{B_Y1} = R_{B_Y2} = 2301N$$

$$R_{C_Y} = R_{D_Y} = 1420N \rightarrow R_{C_Y1} = R_{C_Y2} = R_{D_Y1} = R_{D_Y2} = 710N$$

$$R_{C1_X} = R_{D1_X} = 2657N \rightarrow R_{B2_X} = 2814N$$

- SUPUESTO 2 (Figura 6.1.28): Carga en la planta baja.

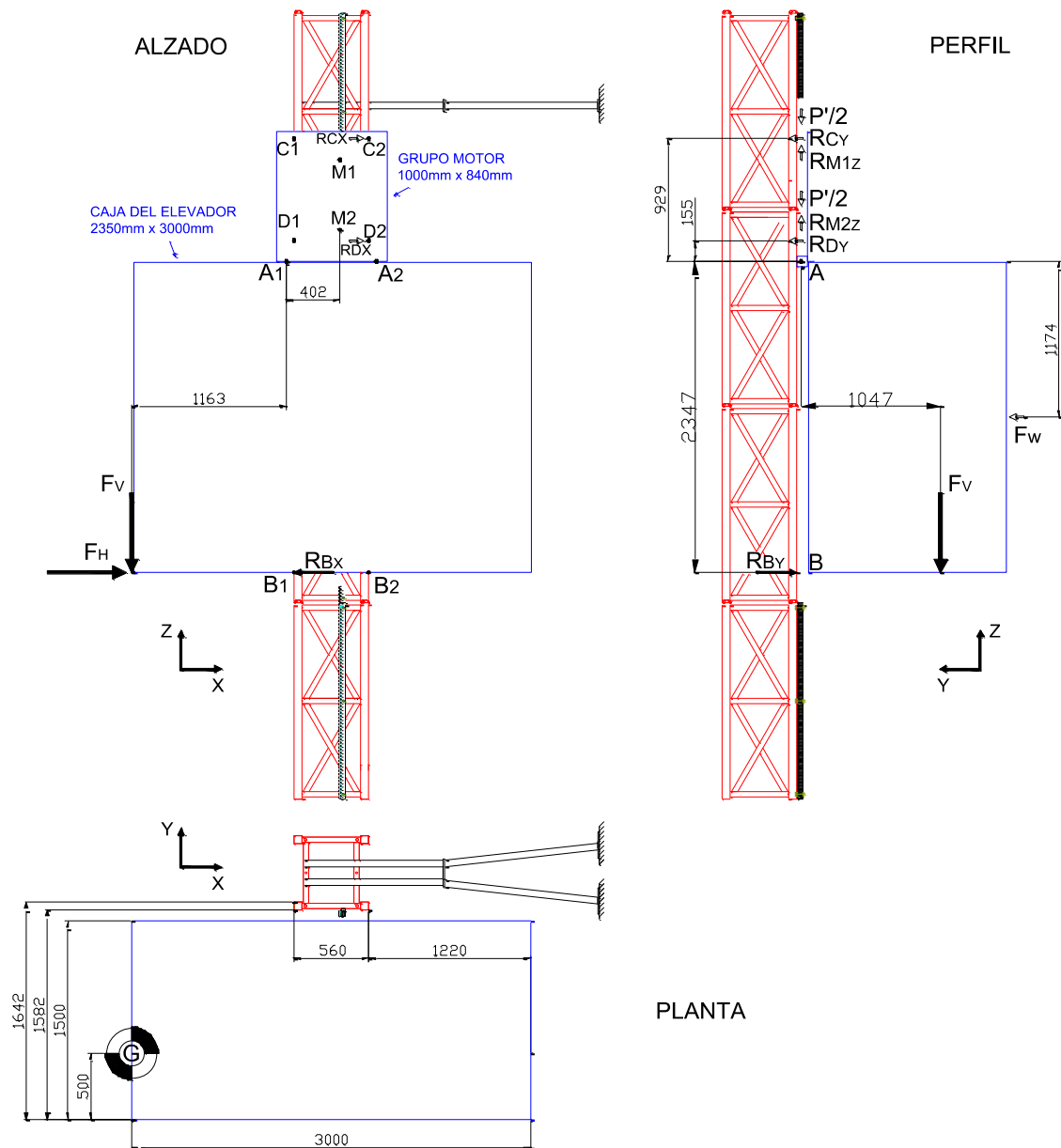


Figura 6.1.28 Caso de carga IIa, supuesto de carga 2: carga en la planta baja

Las fuerzas transmitidas al mástil debido a las cargas F_V y F_H son:

$$\sum \vec{F}_Z = 0 \rightarrow R_{M1_Z} + R_{M2_Z} - F_V - \frac{P'}{2} - \frac{P'}{2} = 0 \rightarrow \boxed{R_{M1_Z} = R_{M2_Z} = \frac{F_V + P'}{2}}$$

Donde: $R_{M1_Z} = R_{M2_Z}$ (simplificaciones 1 y 2)

$$\sum \vec{F}_Y = 0 \rightarrow R_{B_Y} - F_W - R_{C_Y} - R_{D_Y} = 0 \rightarrow \boxed{R_{C_Y} = R_{D_Y} = \frac{R_{B_Y} - F_W}{2}}$$

Donde: $R_{C_Y} = R_{D_Y}$ (simplificación 5)

$$\sum \vec{F}_X = 0 \rightarrow -R_{B1_X} + F_H + R_{C2_X} + R_{D2_X} = 0 \rightarrow \boxed{R_{B1_X} = 2R_{C2_X} + F_H}$$

Donde: $R_{C2_X} = R_{D2_X}$ (simplificación 4)

$$\sum \vec{M}_{A_x} = 0 \rightarrow 1,047F_V + 1,174F_W - 2,347R_{B_Y} - 0,155R_{D_Y} - 0,929R_{C_Y} = 0 \rightarrow$$

$$\boxed{R_{B_Y} = \frac{1,047F_V + 1,716F_W}{2,889}}$$

Donde: $F_W = q \cdot A = 250 \frac{N}{m^2} \cdot 7,05m^2 = 1762,5N$ (simplificación 6)

$$\sum \vec{M}_{A_y} = 0 \rightarrow$$

$$-1,163F_V + 2,347R_{B1_X} - 2,347F_H + 0,155R_{D2_X} + 0,929R_{C2_X} - 2 \cdot (0,402R_{M1_Z}) + 2 \cdot (0,402P' / 2) = 0$$

$$\boxed{R_{C1_X} = \frac{1,565F_V}{5,778}}$$

Resolviendo las ecuaciones anteriores se obtiene que:

$$F_V + P' = (0,5 \cdot 2000Kg \cdot 9,81m/s^2) + (1200Kg \cdot 9,81m/s^2) = 21582N$$

$$R_{M1_Z} = R_{M2_Z} = 10791N$$

$$R_{B_Y} = 4602N \rightarrow R_{B_Y1} = R_{B_Y2} = 2301N$$

$$R_{C_Y} = R_{D_Y} = 1420N \rightarrow R_{C_Y1} = R_{C_Y2} = R_{D_Y1} = R_{D_Y2} = 710N$$

$$R_{C1_X} = R_{D1_X} = 2657N \rightarrow R_{B2_X} = 7814N$$

- SUPUESTO 3 (Figura 6.1.29): Descarga en una planta determinada.

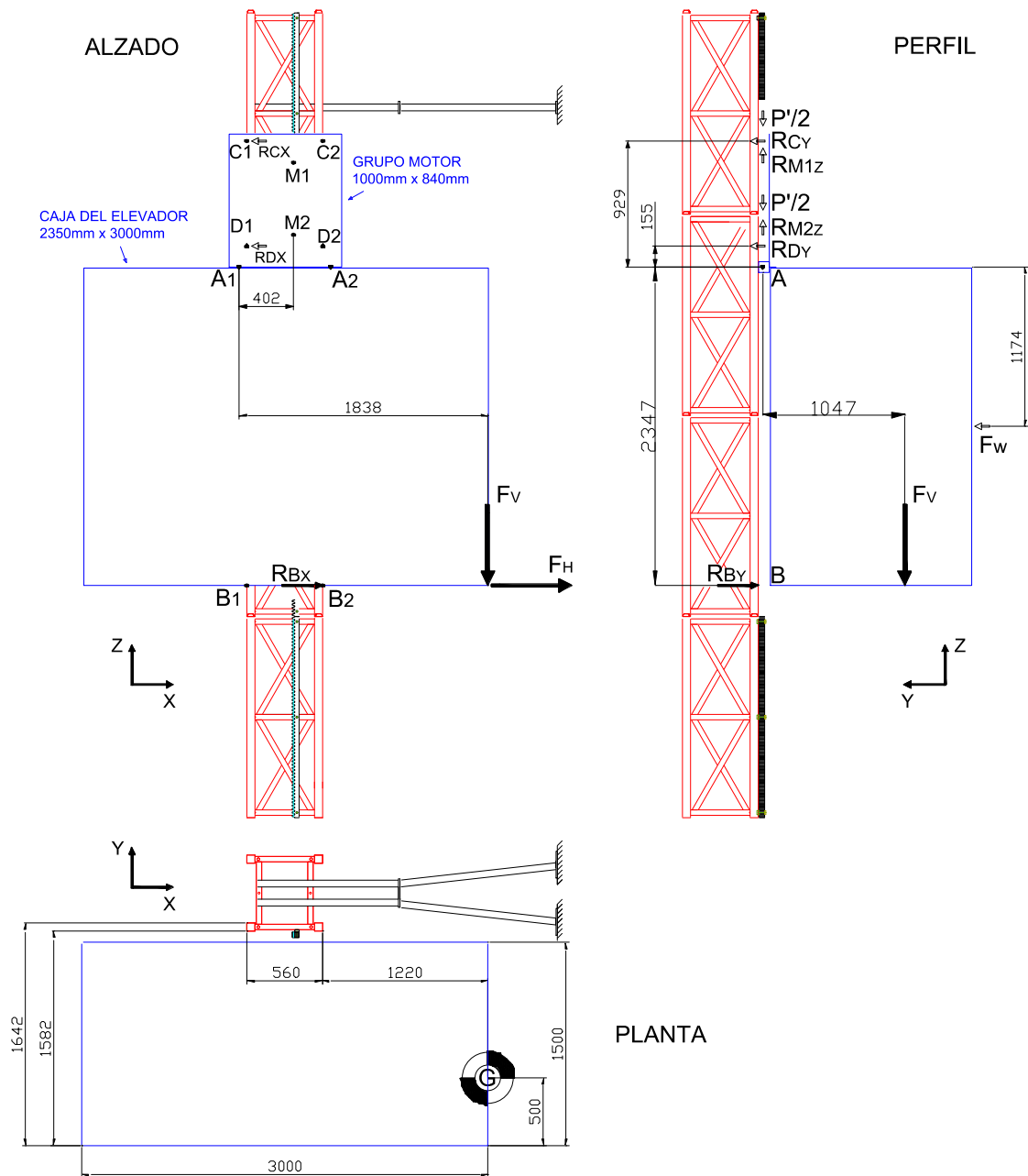


Figura 6.1.29 Caso de carga IIa, supuesto de carga 3: descarga en una planta determinada

Las fuerzas transmitidas al mástil debido a las cargas F_V y F_H son:

$$\sum \vec{F}_Z = 0 \rightarrow R_{M1_Z} + R_{M2_Z} - F_V - \frac{P'}{2} - \frac{P'}{2} = 0 \rightarrow \boxed{R_{M1_Z} = R_{M2_Z} = \frac{F_V + P'}{2}}$$

Donde: $R_{M1_Z} = R_{M2_Z}$ (simplificaciones 1 y 2)

$$\sum \vec{F}_Y = 0 \rightarrow R_{B_Y} - F_W - R_{C_Y} - R_{D_Y} = 0 \rightarrow \boxed{R_{C_Y} = R_{D_Y} = \frac{R_{B_Y} - F_W}{2}}$$

Donde: $R_{C_Y} = R_{D_Y}$ (simplificación 5)

$$\sum \vec{F}_X = 0 \rightarrow R_{B2_X} + F_H - R_{C1_X} - R_{D1_X} = 0 \rightarrow \boxed{R_{B2_X} = 2R_{C1_X} - F_H}$$

Donde: $R_{C1_X} = R_{D1_X}$ (simplificación 4)

$$\sum \vec{M}_{A_x} = 0 \rightarrow 1,047F_V + 1,174F_W - 2,347R_{B_Y} - 0,155R_{D_Y} - 0,929R_{C_Y} = 0 \rightarrow$$

$$\boxed{R_{B_Y} = \frac{1,047F_V + 1,174F_W}{2,889}}$$

Donde: $F_W = q \cdot A = 250 \frac{N}{m^2} \cdot 7,05m^2 = 1762,5N$ (simplificación 6)

$$\sum \vec{M}_{A_y} = 0 \rightarrow$$

$$1,838F_V - 2,347R_{B2_X} - 2,347F_H - 0,155R_{D1_X} - 0,929R_{C1_X} - 2 \cdot (0,402R_{M1_Z}) + 2 \cdot (0,402P' / 2) = 0$$

$$\boxed{R_{C1_X} = \frac{1,436F_V}{5,778}}$$

Resolviendo las ecuaciones anteriores se obtiene que:

$$F_V + P' = (0,5 \cdot 2000Kg \cdot 9,81m/s^2) + (1200Kg \cdot 9,81m/s^2) = 21582N$$

$$R_{M1_Z} = R_{M2_Z} = 10791N$$

$$R_{B_Y} = 4602N \rightarrow R_{B_Y1} = R_{B_Y2} = 2301N$$

$$R_{C_Y} = R_{D_Y} = 1420N \rightarrow R_{C_Y1} = R_{C_Y2} = R_{D_Y1} = R_{D_Y2} = 710N$$

$$R_{C1_X} = R_{D1_X} = 2438N \rightarrow R_{B2_X} = 2376N$$

- SUPUESTO 4 (Figura 6.1.30): Carga en una planta determinada.

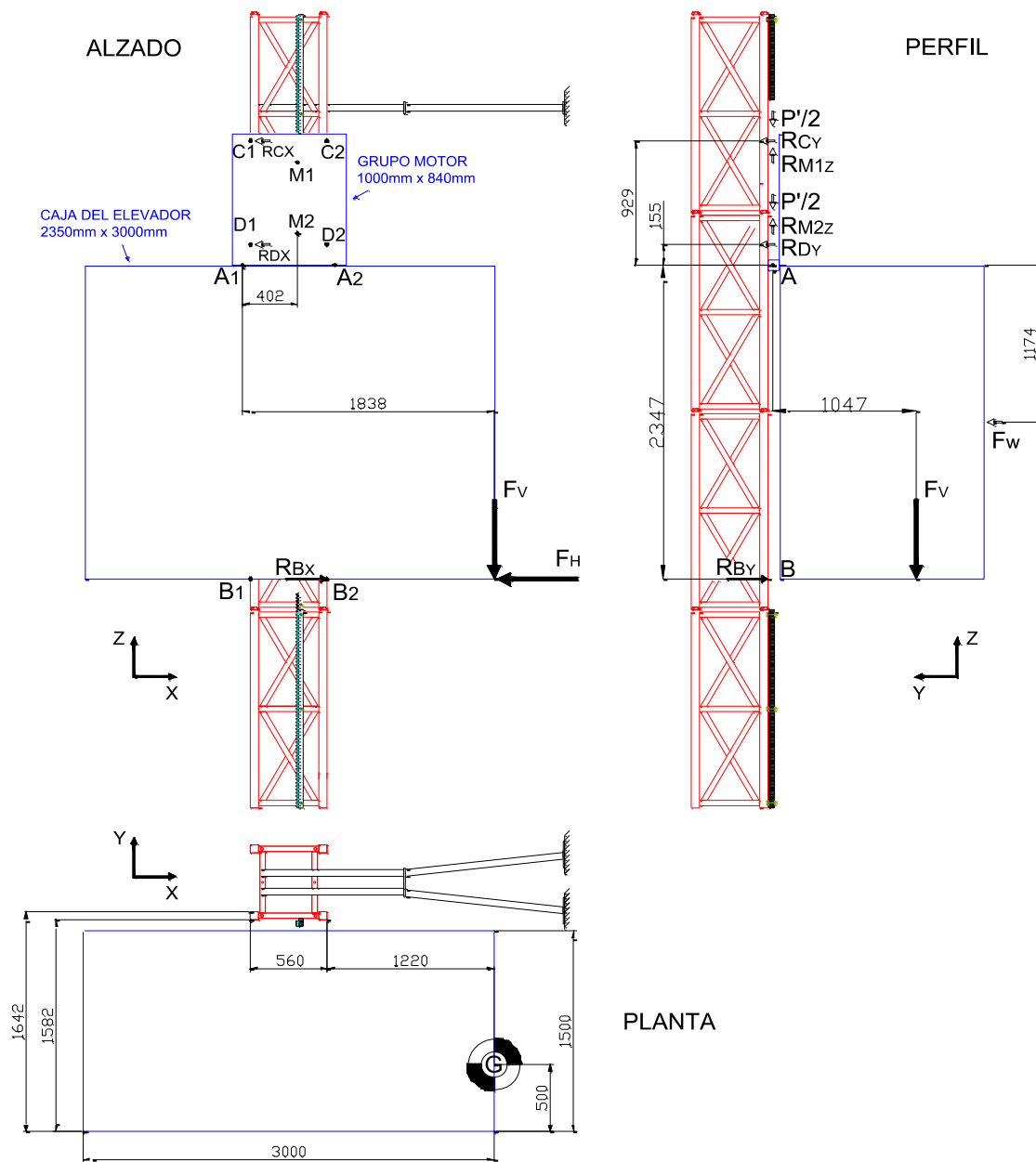


Figura 6.1.30 Caso de carga IIa, supuesto de carga 4: carga en una planta determinada

Las fuerzas transmitidas al mástil debido a las cargas F_V y F_H son:

$$\sum \vec{F}_Z = 0 \rightarrow R_{M1_Z} + R_{M2_Z} - F_V - \frac{P'}{2} - \frac{P'}{2} = 0 \rightarrow \boxed{R_{M1_Z} = R_{M2_Z} = \frac{F_V + P'}{2}}$$

Donde: $R_{M1_Z} = R_{M2_Z}$ (simplificaciones 1 y 2)

$$\sum \vec{F}_Y = 0 \rightarrow R_{B_Y} - F_W - R_{C_Y} - R_{D_Y} = 0 \rightarrow \boxed{R_{C_Y} = R_{D_Y} = \frac{R_{B_Y} - F_W}{2}}$$

Donde: $R_{C_Y} = R_{D_Y}$ (simplificación 5)

$$\sum \vec{F}_X = 0 \rightarrow R_{B2_X} - F_H - R_{C1_X} - R_{D1_X} = 0 \rightarrow \boxed{R_{B2_X} = 2R_{C1_X} + F_H}$$

Donde: $R_{C1_X} = R_{D1_X}$ (simplificación 4)

$$\sum \vec{M}_{A_x} = 0 \rightarrow 1,047F_V + 1,174F_W - 2,347R_{B_Y} - 0,155R_{D_Y} - 0,929R_{C_Y} = 0 \rightarrow$$

$$\boxed{R_{B_Y} = \frac{1,047F_V + 1,716F_W}{2,889}}$$

Donde: $F_W = q \cdot A = 250 \frac{N}{m^2} \cdot 7,05m^2 = 1762,5N$ (simplificación 6)

$$\sum \vec{M}_{A_y} = 0 \rightarrow$$

$$1,838F_V - 2,347R_{B2_X} - 2,347F_H - 0,155R_{D1_X} - 0,929R_{C1_X} - 2 \cdot (0,402R_{M1_Z}) + 2 \cdot (0,402P' / 2) = 0$$

$$\boxed{R_{C1_X} = \frac{1,436F_V}{5,778}}$$

Resolviendo las ecuaciones anteriores se obtiene que:

$$F_V + P' = (0,5 \cdot 2000Kg \cdot 9,81m/s^2) + (1200Kg \cdot 9,81m/s^2) = 21582N$$

$$R_{M1_Z} = R_{M2_Z} = 10791N$$

$$R_{B_Y} = 4602N \rightarrow R_{B_Y1} = R_{B_Y2} = 2301N$$

$$R_{C_Y} = R_{D_Y} = 1420N \rightarrow R_{C_Y1} = R_{C_Y2} = R_{D_Y1} = R_{D_Y2} = 710N$$

$$R_{C1_X} = R_{D1_X} = 2438N \rightarrow R_{B2_X} = 7372N$$

Analizando los resultados obtenidos, el supuesto de carga 2 es ligeramente más desfavorable, siendo por lo tanto el caso que se va a analizar con Algor. Las cargas sobre la estructura portante son las mostradas en la Figura 6.1.31 y la Figura 6.1.32.

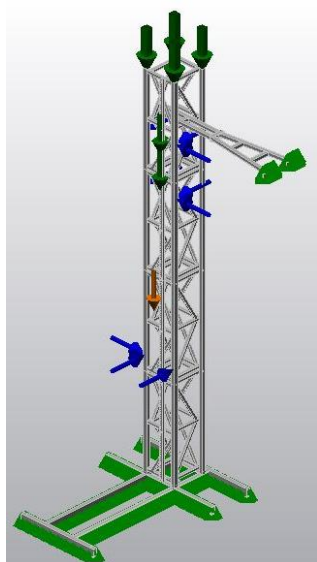


Figura 6.1.32 Modelo mallado
con las cargas aplicadas para el
caso de carga IIa

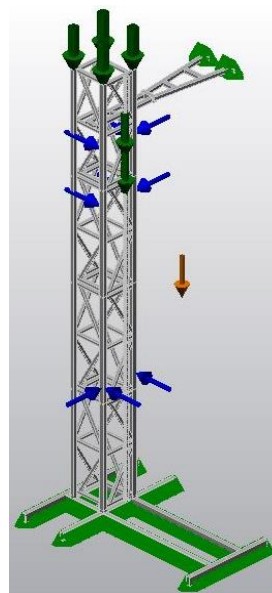


Figura 6.1.31 Modelo mallado
con las cargas aplicadas para el
caso de carga IIa

La tensión máxima obtenida es de 106MPa (Figura 6.1.33 y Figura 6.1.34) y se ha localizado en la región cercana a la conexión de la cremallera con el tubo horizontal inferior del mástil.

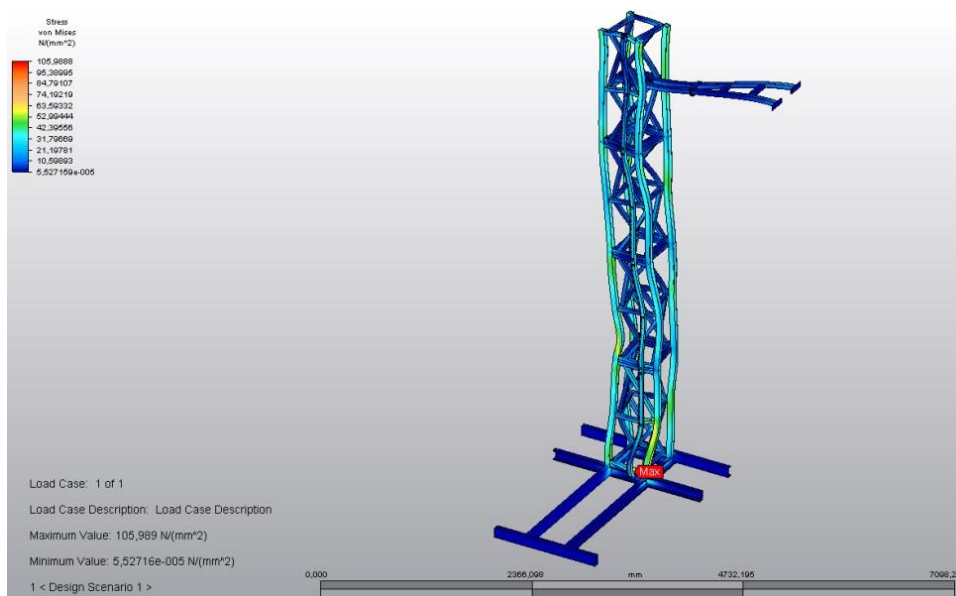


Figura 6.1.33 Distribución de las tensiones para el caso de carga IIa

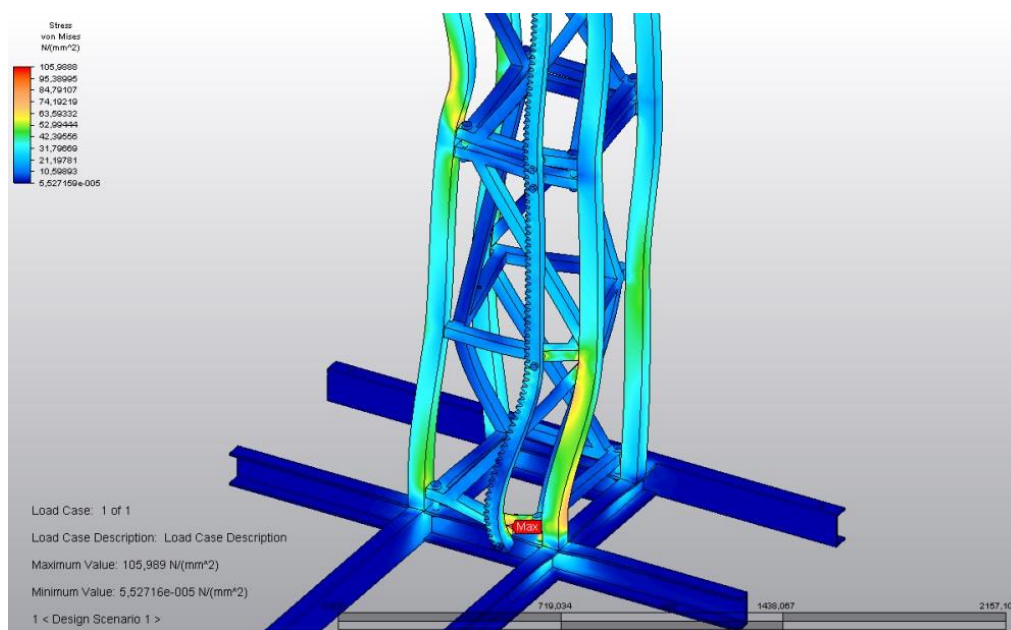


Figura 6.1.34 Distribución de las tensiones para el caso de carga IIa, primer mástil y base

El coeficiente de seguridad en el límite elástico para esta tensión máxima en el mástil sería:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{355 \text{ MPa}}{106} = 3.3$$

La segunda tensión máxima se da en uno de los tornillos que conecta la base con el primer mástil y tiene un valor aproximado de 95 MPa. El coeficiente de seguridad en el límite elástico sería de:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{640 \text{ MPa}}{95} = 6.7$$

La tensión máxima en los dientes de la cremallera donde los piñones del moto-reductor actúan es de 50 MPa aproximadamente. El coeficiente de seguridad sería de:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{370 \text{ MPa}}{50} = 7.4$$

La tensión máxima que se da en la base es de unos 50 MPa aproximadamente. El coeficiente de seguridad sería de:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{355 \text{ MPa}}{50} = 7.1$$

La tensión máxima que se da en el arriostre es de unos 30 MPa aproximadamente (Figura 6.1.35). El coeficiente de seguridad sería:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{355 \text{ MPa}}{30} = 11.8$$

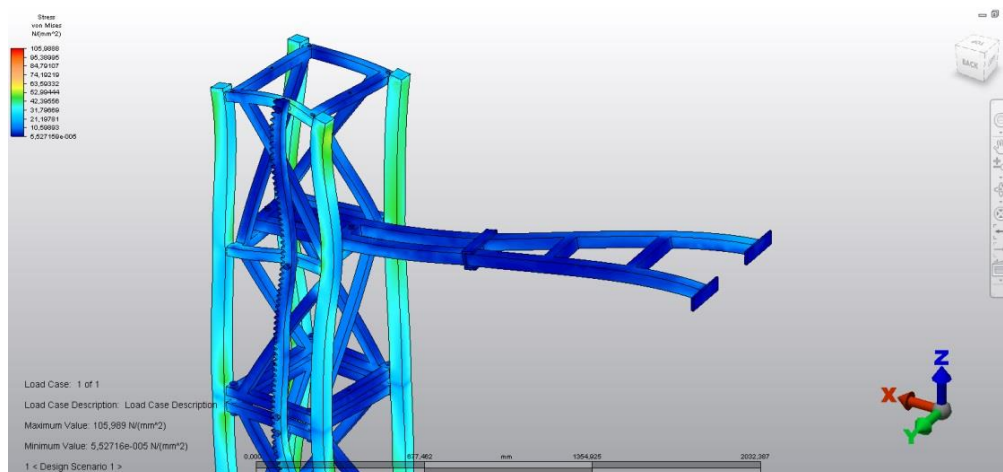


Figura 6.1.35 Distribución de las tensiones para el caso de carga IIa, arriostre

Según la norma el coeficiente de seguridad mínimo permitido en el límite elástico para el caso de carga IIa es de 1.5. En el caso de la cremallera el coeficiente de seguridad en el límite elástico ha de ser como mínimo 2 (apartado 5.7.3.1.2.2 de la norma). De manera que todos los puntos del elevador estudiados en este caso de carga han ofrecido coeficientes de seguridad en el límite elástico mejores de los requeridos.

El desplazamiento máximo que se ha obtenido en el análisis es de 1mm (Figura 6.1.36 y Figura 6.1.37), y se produce en el extremo libre de la estructura analizada (en el cuarto mástil). Esto es debido a la combinación de las cargas de compresión por todo el peso de la estructura junto con el efecto que se produce al introducir carga en la caja (EJE X). El efecto visual de la deformada es como si los mástiles se “torsionaran” en su eje Z

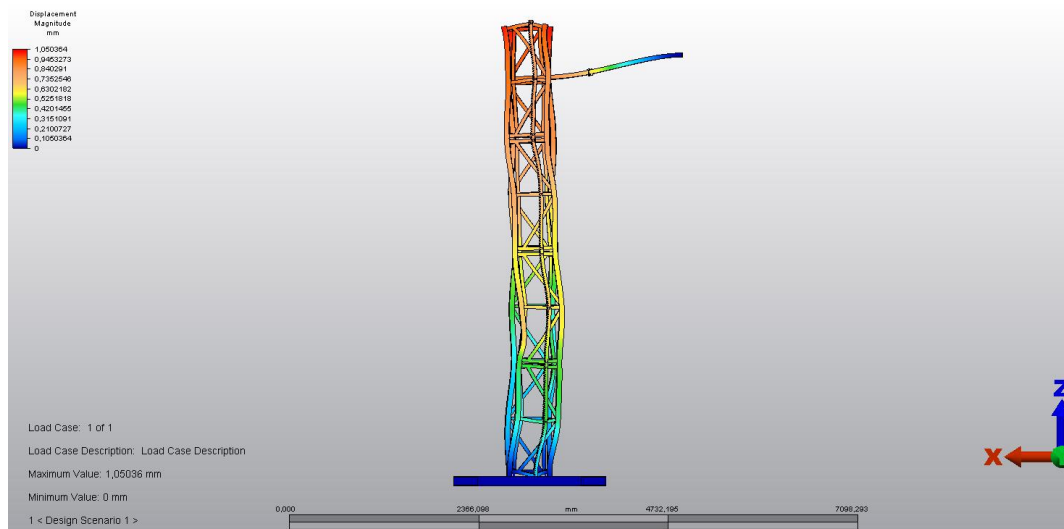


Figura 6.1.36 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IIa, vista frontal

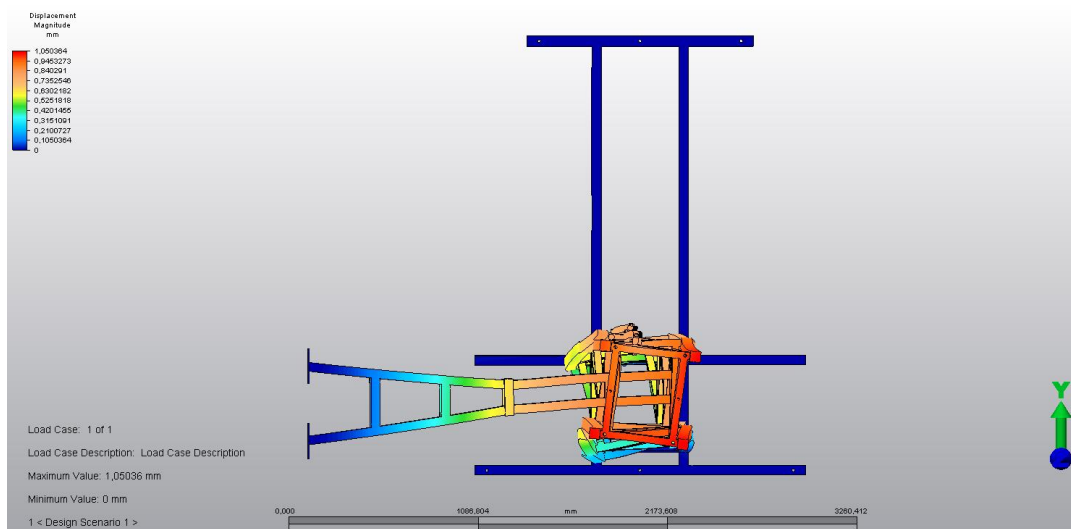


Figura 6.1.37 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IIa, vista en planta

CASO DE CARGA IIb: Carga normal de la caja; caja.

5.2.2.2: Explicado en el caso de carga IIa.

5.2.2.6: Explicado en el caso de carga IIa

5.2.2.12.3.2: Explicado en el caso de carga Ia. El efecto del viento sobre la resistencia de la propia caja es irrelevante.

Debido a la cuasi-simetría del diseño de la caja, se ha considerado que los cuatro supuestos de carga del caso de carga IIa obtendrían unos resultados muy similares en el análisis de

elementos finitos. Es por eso que se ha analizado solo uno de ellos, siendo el elegido el supuesto de carga 3: descarga en una planta determinada (Figura 6.1.38).

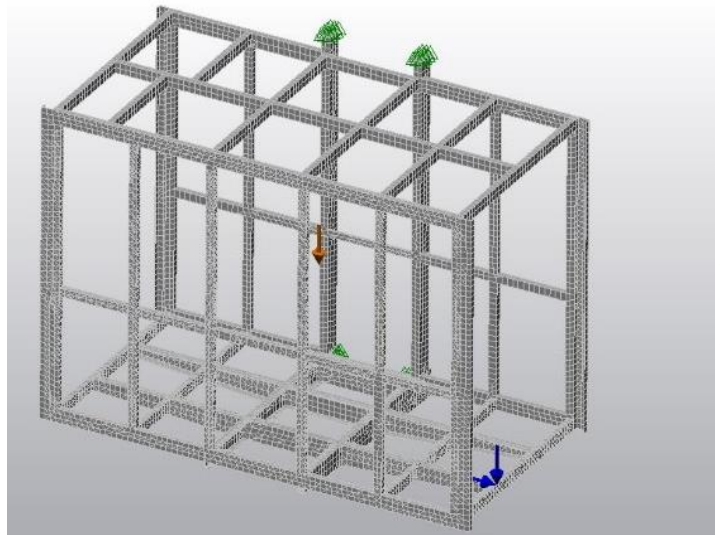


Figura 6.1.38 Modelo mallado con las cargas aplicadas para el caso de carga IIb

Las tensiones máximas se producen en el perfil de chapa plegada con forma de C que está más cercano a las cargas vertical y horizontal aplicadas. El valor máximo se da en la unión con el montante (tubos principal vertical), siendo de 45MPa aproximadamente (Figura 6.1.39). El coeficiente de seguridad en el límite elástico sería de:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{355MPa}{45} = 7.9$$

También se observan dos puntos más en la cesta con un valor de tensión de 40MPa aproximadamente. Uno es el extremo opuesto del perfil de chapa plegada con forma de C y el otro es el punto de aplicación de las cargas puntuales horizontal y vertical. En todos los casos el coeficiente de seguridad obtenido es mayor que el 1.5 mínimo exigido por la norma

El desplazamiento máximo es de 1.5mm (Figura 6.1.40 y Figura 6.1.41) se produce en el extremo superior de la cesta, en el lado donde se han aplicado las cargas puntuales.

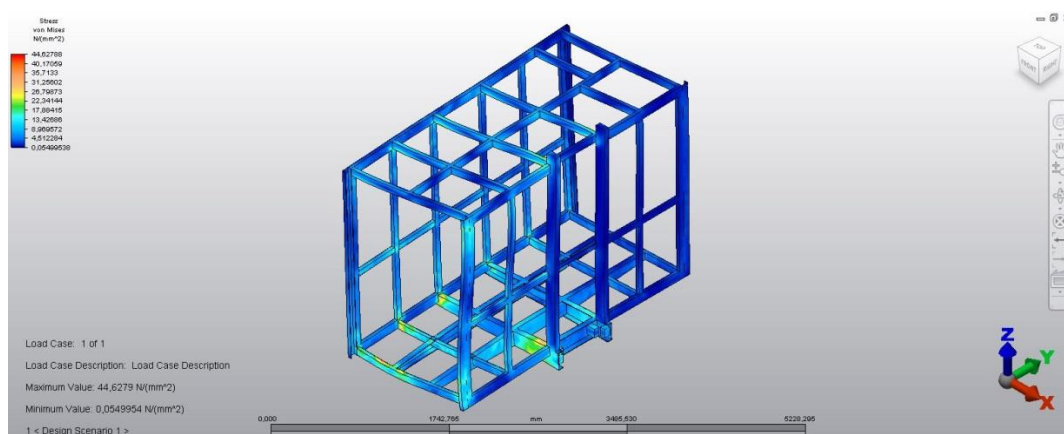


Figura 6.1.39 Distribución de las tensiones para el caso de carga IIb

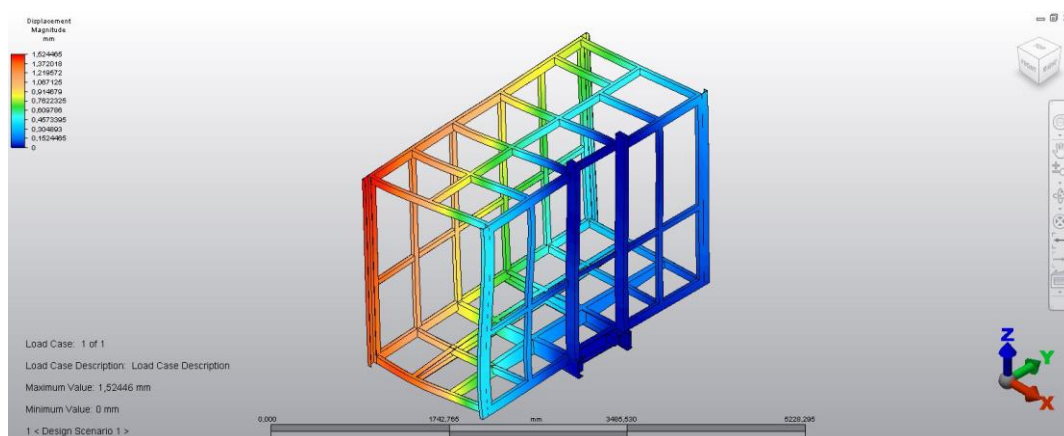


Figura 6.1.40 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IIb. Vista 3D

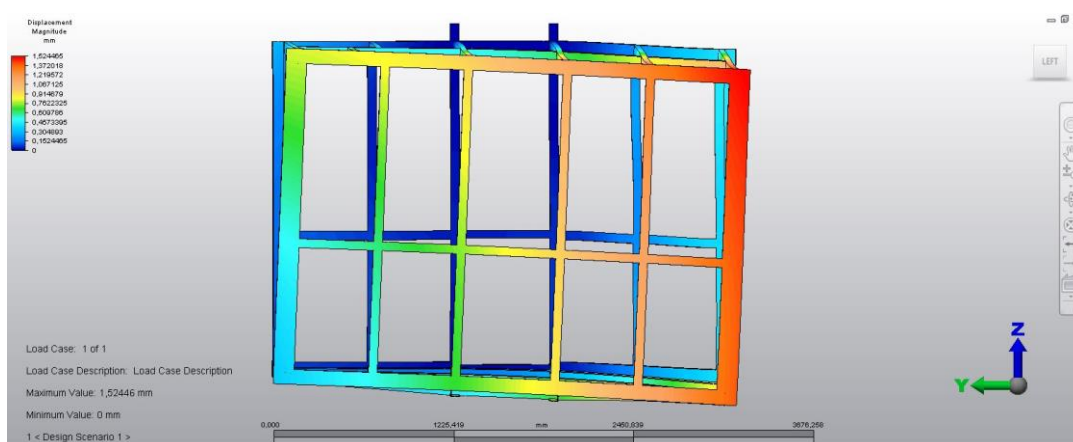


Figura 6.1.41 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IIb. Vista trasera

CASO DE CARGA IIIa: Fuerzas excepcionales, mástil.

5.2.2.1: Explicado en el caso de carga Ia

5.2.2.3: Explicado en el caso de carga Ia

5.2.2.12.3.2: Explicado en el caso de carga Ia

5.2.2.2 multiplicado por 5.2.2.7: Explicado en el caso de carga Ia

5.2.2.5: multiplicado por 5.2.2.7: La distribución de la carga sobre el área total del piso de la caja es:

$$\frac{P \cdot \mu}{A} = \frac{2000Kg \cdot 9,81m/s^2 \cdot 1,2663}{3m \cdot 1,5m} = 5521N/m^2$$

Siguiendo las mismas simplificaciones en la hipótesis de cálculo que las del caso de carga Ia, se obtiene que las fuerzas transmitidas al mástil debido a elevar en la caja la carga (P) son (Figura 6.1.42):

$$\sum \vec{F}_Z = 0 \rightarrow R_{M1z} + R_{M2z} - P - \frac{P'}{2} - \frac{P'}{2} = 0 \rightarrow \boxed{R_{M1z} = R_{M2z} = \frac{P + P'}{2}}$$

Donde: $R_{M1z} = R_{M2z}$ (simplificaciones 1 y 2)

$$\sum \vec{F}_Y = 0 \rightarrow R_{By} - F_W - R_{Cy} - R_{Dy} = 0 \rightarrow \boxed{R_{Cy} = R_{Dy} = \frac{R_{By} - F_W}{2}}$$

Donde: $R_{Cy} = R_{Dy}$ (simplificación 5)

$$\sum \vec{M}_{Ax} = 0 \rightarrow 0,947P + 1,174F_W - 2,347R_{By} - 0,155R_{Dy} - 0,929R_{Cy} = 0 \rightarrow$$

$$\boxed{R_{By} = \frac{0,947P + 1,174F_W}{2,889}}$$

Donde: $F_W = q \cdot A = 250 \frac{N}{m^2} \cdot 7,05m^2 = 1762,5N$ (simplificación 6)

Resolviendo las ecuaciones anteriores se obtiene que:

$$P + P' = (2000Kg \cdot 9,81m/s^2 \cdot 1,2663) + (1200Kg \cdot 9,81m/s^2 \cdot 1,2663) = 39752N$$

$$R_{M1z} = R_{M2z} = 19876N$$

$$R_{By} = 7901N \rightarrow R_{By1} = R_{By2} = 3950,5N$$

$$R_{Cy} = R_{Dy} = 3069N \rightarrow R_{Cy1} = R_{Cy2} = R_{Dy1} = R_{Dy2} = 1534,5N$$

- Carga uniformemente distribuida en toda la superficie del suelo de la caja (Figura 6.1.42):

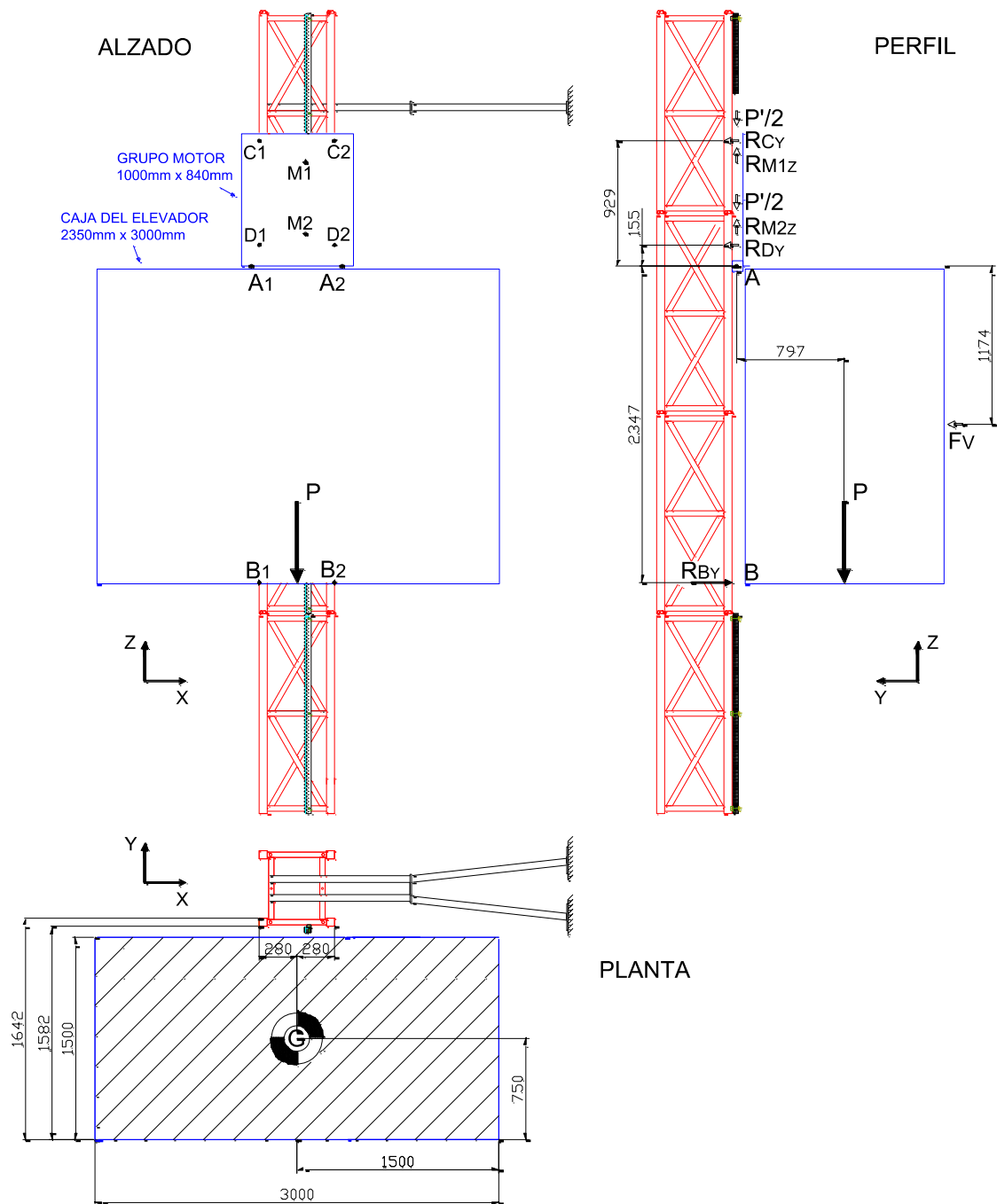
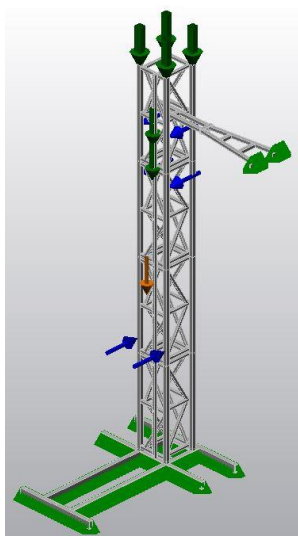
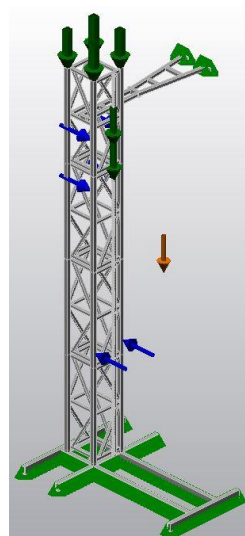


Figura 6.1.42 Caso de carga IIIa, carga uniformemente distribuida en toda la superficie del suelo de la caja

Las cargas sobre la estructura portante son las mostradas en la Figura 6.1.43 y la Figura 6.1.44:



*Figura 6.1.44 Modelo malla
con las cargas aplicadas para el
caso de carga IIIa*



*Figura 6.1.43 Modelo malla
con las cargas aplicadas para el
caso de carga IIIa*

La tensión máxima obtenida es de 130MPa (Figura 6.1.45 y la Figura 6.1.46), y se ha localizado en la región cercana a la conexión de la cremallera con el tubo horizontal inferior del mástil.

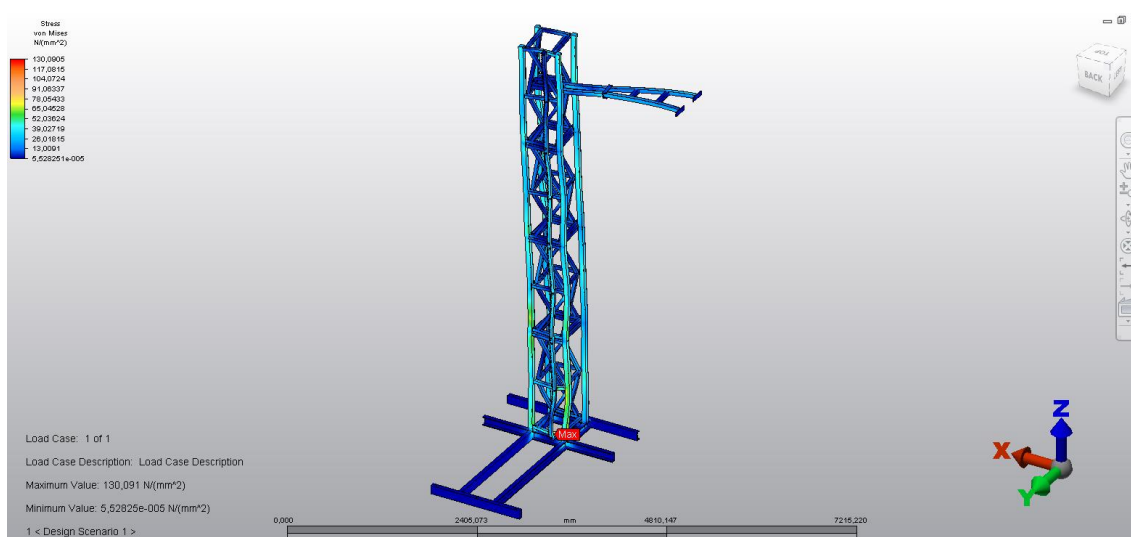


Figura 6.1.45 Distribución de las tensiones para el caso de carga IIIa

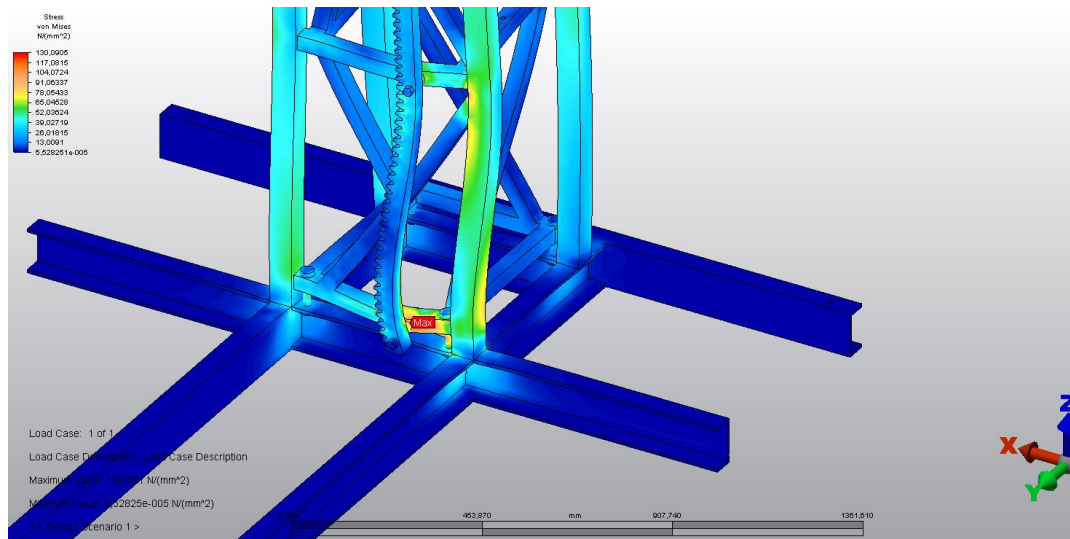


Figura 6.1.46 Distribución de las tensiones para el caso de carga IIa, primer mástil y base

El coeficiente de seguridad en el límite elástico para esta tensión máxima sería:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{355 \text{ MPa}}{130} = 2.7$$

La segunda tensión máxima se da en uno de los tornillos que conecta la base con el primer mástil y tiene un valor aproximado de 115MPa. El coeficiente de seguridad en el límite elástico sería de:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{640 \text{ MPa}}{115} = 5.6$$

La tensión máxima en los dientes de la cremallera donde los piñones del moto-reductor actúan es de 40MPa aproximadamente. El coeficiente de seguridad sería de:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{370 \text{ MPa}}{40} = 9.25$$

La tensión máxima que se da en la base es de unos 65MPa aproximadamente. El coeficiente de seguridad sería de:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{355 \text{ MPa}}{65} = 5.5$$

La tensión máxima que se da en el arriostre es de unos 40MPa aproximadamente (Figura 6.1.47). El coeficiente de seguridad sería:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{355 \text{ MPa}}{40} = 8.9$$

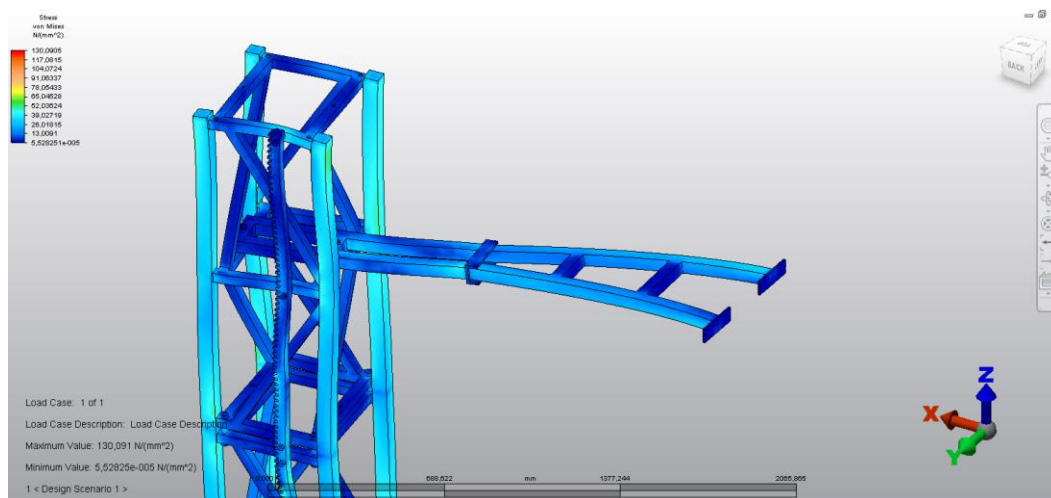


Figura 6.1.47 Distribución de las tensiones para el caso de carga IIIa, arriostre

Según la norma el coeficiente de seguridad mínimo permitido en el límite elástico para el caso de carga IIIa es de 1.25. En el caso de la cremallera el coeficiente de seguridad en el límite elástico ha de ser como mínimo 2 (apartado 5.7.3.1.2.2 de la norma). De manera que todos los puntos del elevador estudiados en este caso de carga han ofrecido coeficientes de seguridad en el límite elástico mejores de los requeridos.

El desplazamiento máximo que se ha obtenido en el análisis es de 2.1mm (Figura 6.1.48 y Figura 6.1.49), y se produce en el extremo libre de la estructura analizada (en el cuarto mástil). Esto es debido a que las cargas de compresión por todo el peso de la estructura son aplicadas ahí y también a la tendencia al vuelco de la estructura debido a la carga transportada en la caja, que transmite fuerzas al mástil en el eje Y.

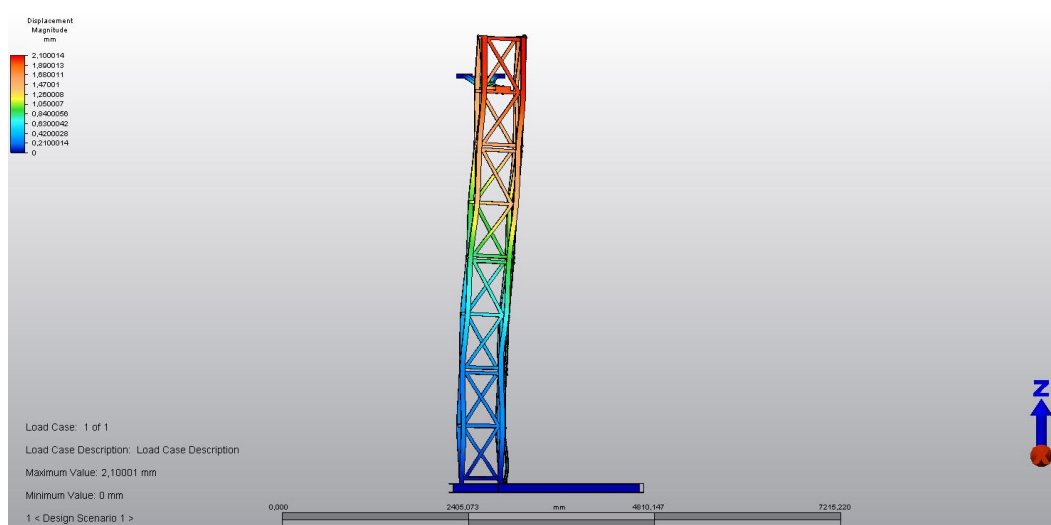


Figura 6.1.48 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IIa, vista frontal

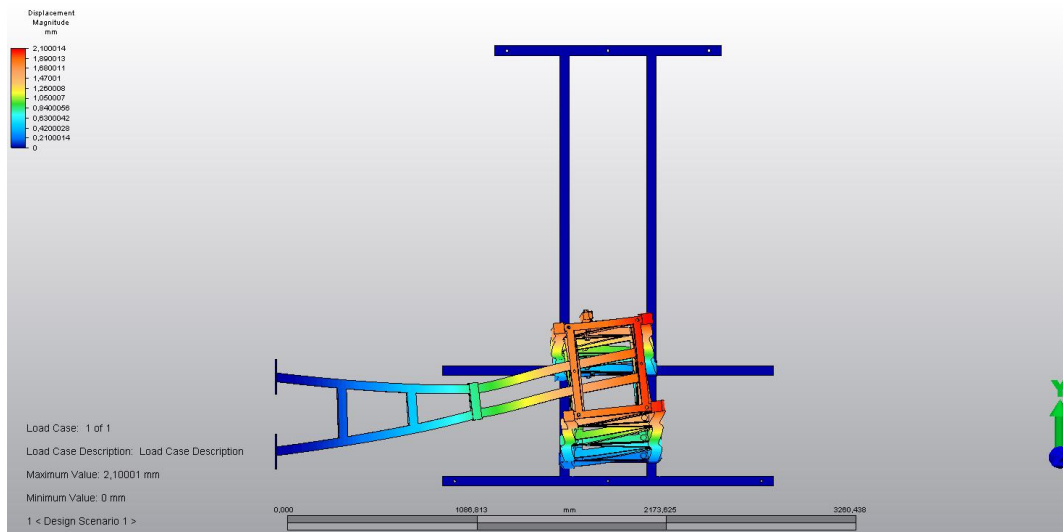


Figura 6.1.49 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IIa, vista en planta

CASO DE CARGA IIIb: Fuerzas excepcionales, caja

5.2.2.12.3.2: Explicado en el caso de carga Ia. El efecto del viento sobre la resistencia de la propia caja es irrelevante.

5.2.2.2 multiplicado por 5.2.2.7: Explicado en el caso de carga Ia

5.2.2.5: multiplicado por 5.2.2.7: Explicado en el caso de carga IIIa

Debido a que la caja es cuasi-simétrica y la carga está uniformemente distribuida en toda la superficie de su suelo (Figura 6.1.50), se espera una distribución de tensiones y de deformaciones también simétrica.

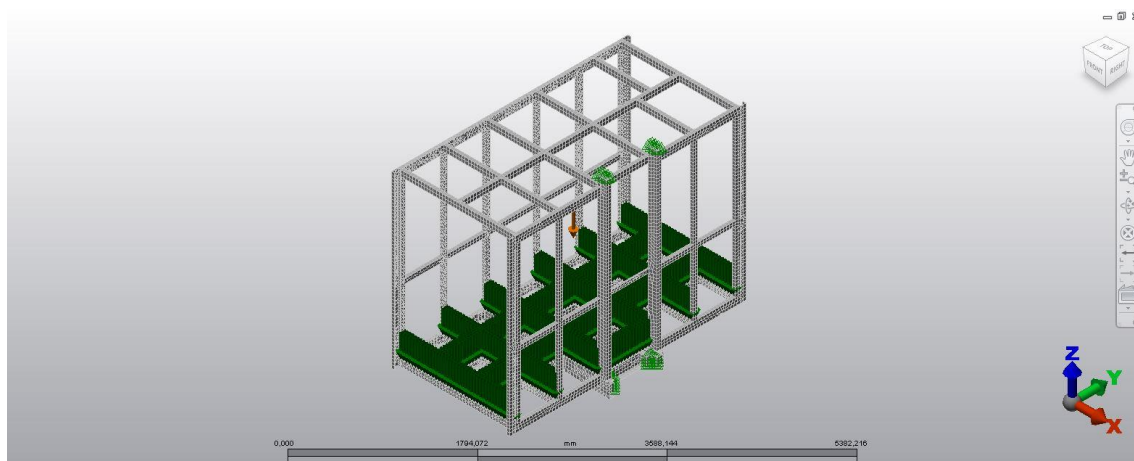


Figura 6.1.50 Modelo mallado con las cargas aplicadas para el caso de carga IIIb

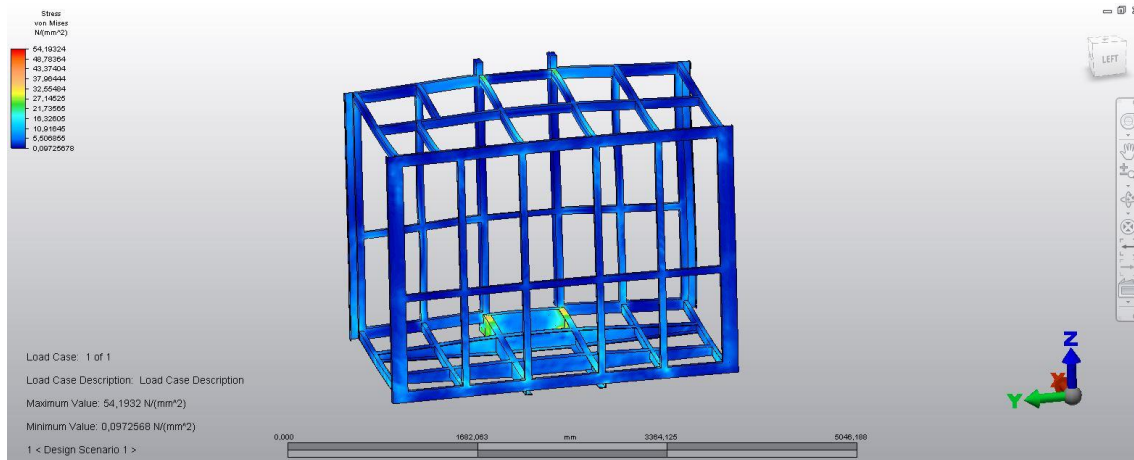


Figura 6.1.51 Distribución de las tensiones para el caso de carga IIIb

Las tensiones máximas se producen en los perfiles de chapa plegada con forma de C, en el extremo que se unen a los montantes verticales. El valor máximo de la tensión es de 55MPa aproximadamente (Figura 6.1.51). El coeficiente de seguridad en el límite elástico mínimo exigido por la norma para este caso es de 1.25, siendo el obtenido:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{355MPa}{45} = 6.4$$

El desplazamiento máximo es de 1.5mm (Figura 6.1.52 y Figura 6.1.53) y se produce en el frontal trasero de la cesta.

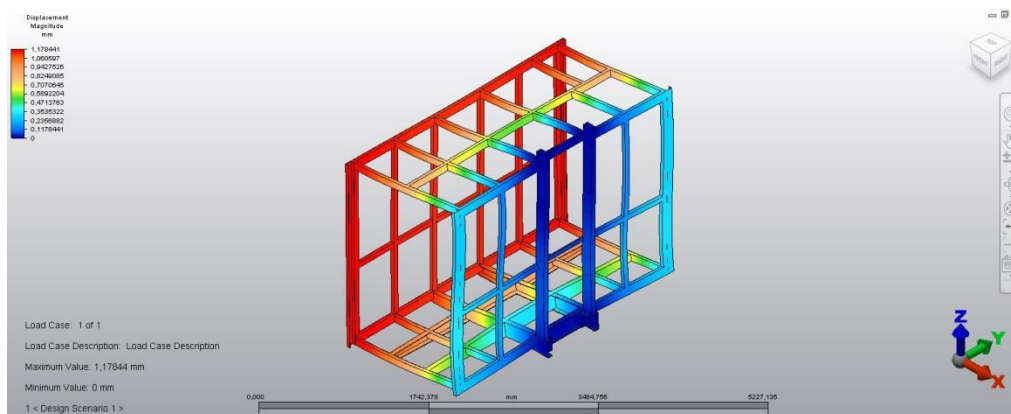


Figura 6.1.52 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IIIb.

Vista 3D

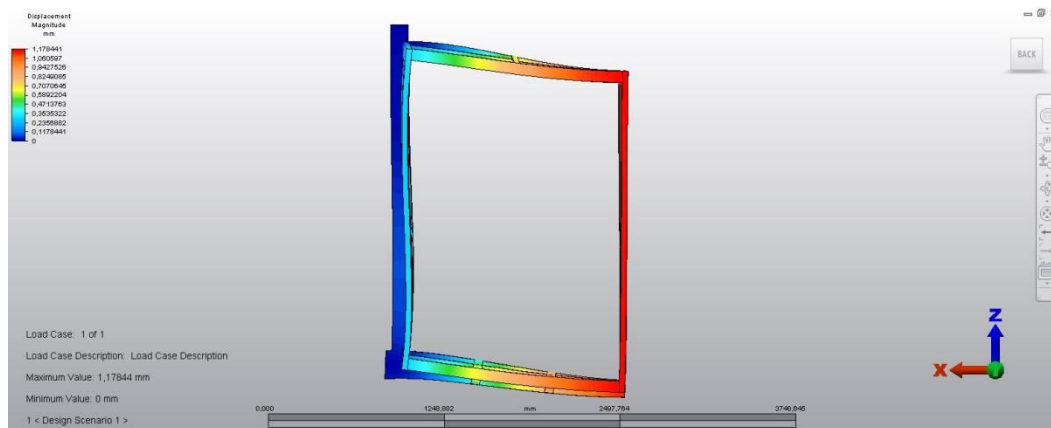


Figura 6.1.53 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IIIb. Vista lateral

CASO DE CARGA IVa: Efectos excepcionales de dispositivos de seguridad, mástil

5.2.2.1: Explicado en el caso de carga Ia

5.2.2.3: Explicado en el caso de carga Ia

5.2.2.12.3.2: Explicado en el caso de carga Ia

5.2.2.2 multiplicado por 5.2.2.8: El peso muerto de la caja descargada y todo el equipo que se mueve con ella (P') se multiplican por el coeficiente 2,5 para considerar el efecto de las fuerzas producidas por la actuación del dispositivo de sobrevelocidad (paracaídas).

$$P' = 1200Kg \cdot 9,81m/s^2 \cdot 2,5 = 29430N$$

5.2.2.4: multiplicado por 5.2.2.8: La carga nominal se considerada sobre un área equivalente al 80% del área total del piso de la caja. El formato y localización de esta área debe tomarse con los que den el esfuerzo menos favorable para el mástil y para la caja (igual que en la distribución de carga 3 del caso de carga Ia). El valor de la carga de la caja se calcula como:

$$P = 2000Kg \cdot 9,81m/s^2 \cdot 2,5 = 49050N$$

- Cargas producidas por la actuación del dispositivo de sobrevelocidad (paracaídas)
(Figura 6.1.54):

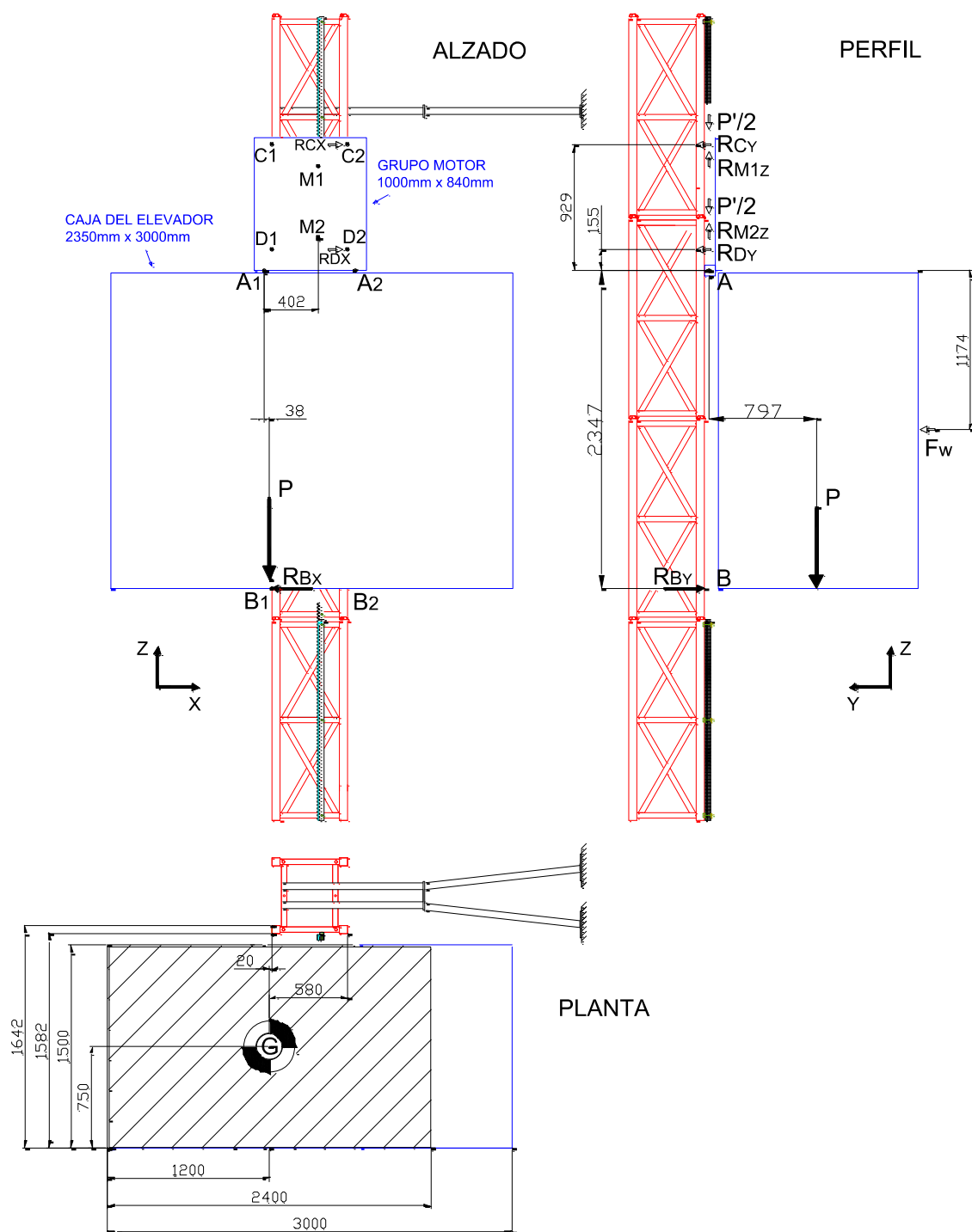


Figura 6.1.54 Caso de carga IVa, cargas producidas por la actuación del dispositivo de sobrevelocidad (paracaídas)

Siguiendo las mismas simplificaciones en la hipótesis de cálculo que las del caso de carga la, se obtiene que las fuerzas transmitidas al mástil debido a elevar en la caja la carga (P) son:

$$\sum \vec{F}_Z = 0 \rightarrow R_{M1_z} + R_{M2_z} - P - \frac{P'}{2} - \frac{P'}{2} = 0 \rightarrow \boxed{R_{M1_z} = R_{M2_z} = \frac{P + P'}{2}}$$

Donde: $R_{M1_z} = R_{M2_z}$ (simplificaciones 1 y 2)

$$\sum \vec{F}_Y = 0 \rightarrow R_{B_y} - F_W - R_{C_y} - R_{D_y} = 0 \rightarrow \boxed{R_{C_y} = R_{D_y} = \frac{R_{B_y} - F_W}{2}}$$

Donde: $R_{C_y} = R_{D_y}$ (simplificación 5)

$$\sum \vec{F}_X = 0 \rightarrow R_{B1_x} - R_{C2_x} - R_{D2_x} = 0 \rightarrow \boxed{R_{B1_x} = 2R_{C2_x}}$$

Donde: $R_{C2_x} = R_{D2_x}$ (simplificación 4)

$$\sum \vec{M}_{A_x} = 0 \rightarrow 0,797P + 1,174F_W - 2,347R_{B_y} - 0,155R_{D_y} - 0,929R_{C_y} = 0 \rightarrow$$

$$\boxed{R_{B_y} = \frac{0,797P + 1,716F_W}{2,889}}$$

Donde: $F_W = q \cdot A = 250 \frac{N}{m^2} \cdot 7,05m^2 = 1762,5N$ (simplificación 6)

$$\sum \vec{M}_{A_y} = 0 \rightarrow 0,038P + 2,347R_{B1_x} + 0,155R_{D1_x} + 0,929R_{C1_x} - 2 \cdot (0,402R_{M1_z}) + 2 \cdot (0,402P'/2) = 0$$

$$\boxed{R_{C1_x} = \frac{0,364P}{5,778}}$$

Resolviendo las ecuaciones anteriores se obtiene que:

$$P + P' = (2000Kg \cdot 9,81m/s^2 \cdot 2,5) + (1200Kg \cdot 9,81m/s^2 \cdot 2,5) = 78480N$$

$$R_{M1_z} = R_{M2_z} = 39240N$$

$$R_{B_y} = 14579N \rightarrow R_{B_y1} = R_{B_y2} = 7289,5N$$

$$R_{C_y} = R_{D_y} = 6408N \rightarrow R_{C_y1} = R_{C_y2} = R_{D_y1} = R_{D_y2} = 3204N$$

$$R_{C2_x} = R_{D2_x} = 3090N \rightarrow R_{B1_x} = 6180N$$

Las cargas sobre la estructura portante son las mostradas en la Figura 6.1.55 y la Figura 6.1.56.

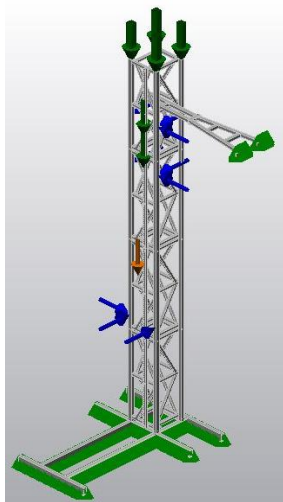


Figura 6.1.56 Modelo mallado con las cargas aplicadas para el caso de carga IVa

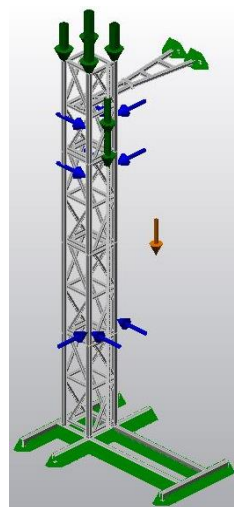


Figura 6.1.55 Modelo mallado con las cargas aplicadas para el caso de carga IVa

La tensión máxima obtenida es de 171MPa (Figura 6.1.57 y Figura 6.1.58), y se ha localizado en la región cercana a la conexión de la cremallera con el tubo horizontal inferior del mástil.

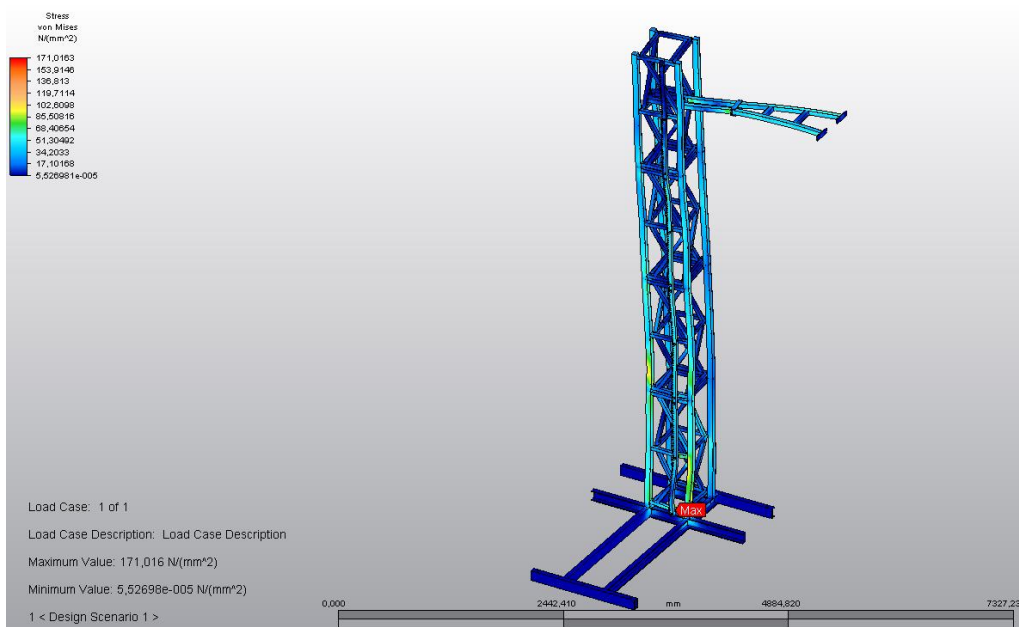


Figura 6.1.57 Distribución de las tensiones para el caso de carga IVa

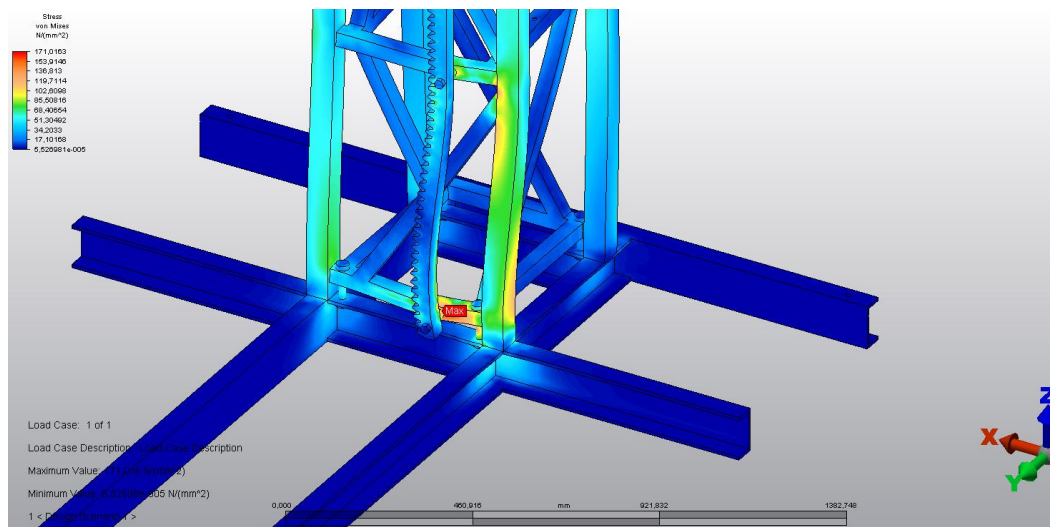


Figura 6.1.58 Distribución de las tensiones para el caso de carga IVa, primer mástil y base

El coeficiente de seguridad en el límite elástico para esta tensión máxima sería:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{355MPa}{171} = 2.1$$

La segunda tensión máxima se da en uno de los tornillos que conecta la base con el primer mástil y tiene un valor aproximado de 155MPa. El coeficiente de seguridad en el límite elástico sería de:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{640MPa}{155} = 4.1$$

La tensión máxima en los dientes de la cremallera donde los piñones del moto-reductor actúan es de 90MPa aproximadamente. El coeficiente de seguridad sería de:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{370MPa}{85} = 4.4$$

La tensión máxima que se da en la base es de unos 85MPa aproximadamente. El coeficiente de seguridad sería de:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{355MPa}{85} = 4.2$$

La tensión máxima que se da en el arriostre es de unos 85MPa aproximadamente (Figura 6.1.59). El coeficiente de seguridad sería:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{355MPa}{85} = 4.2$$

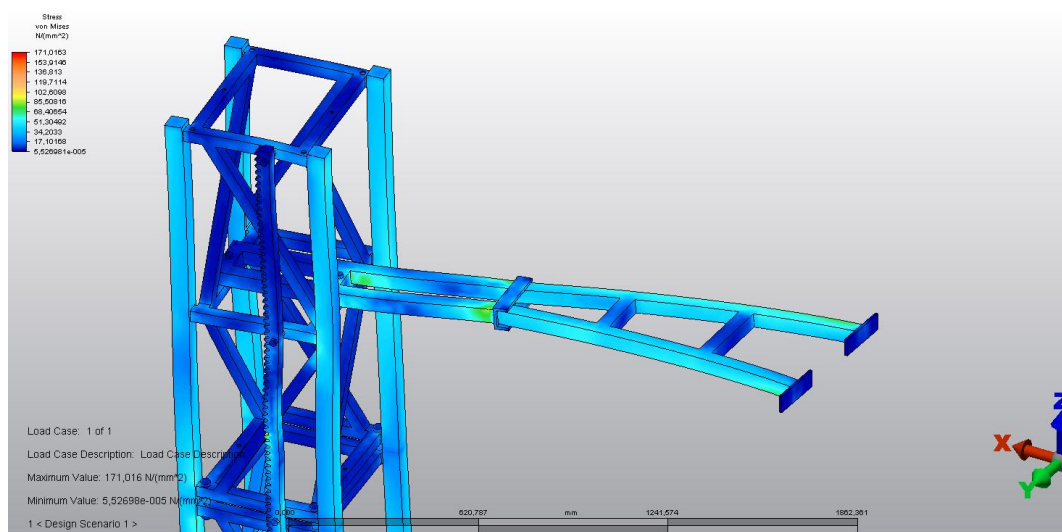


Figura 6.1.59 Distribución de las tensiones para el caso de carga IVa, arriostre

Este caso de carga es el que se ha mostrado más desfavorable de todos. Según la norma el coeficiente de seguridad mínimo permitido en el límite elástico para el caso de carga IVa es de 1.25. En el caso de la cremallera el coeficiente de seguridad en el límite elástico ha de ser como mínimo 2 (apartado 5.7.3.1.2.2 de la norma). De manera que todos los puntos del elevador estudiados en este caso de carga han ofrecido coeficientes de seguridad en el límite elástico mejores de los requeridos.

El desplazamiento máximo que se ha obtenido en el análisis es de 4.6mm (Figura 6.1.60 y Figura 6.1.61), y se produce en el extremo libre de la estructura analizada (en el cuarto mástil). Esto es debido a que las cargas de compresión por todo el peso de la estructura son aplicadas ahí y también a la tendencia al vuelco de la estructura debido a la carga transportada en la caja, que transmite fuerzas al mástil en el eje Y.

El caso de carga IVa es el más desfavorable de todos para este proyecto. Aunque la probabilidad de que suceda durante el funcionamiento normal de la vida de la máquina es muy reducida. Podría darse durante los ensayos del paracaídas (drop test) siempre y cuando existiera una instalación completa de 200m de altura, estando la caja cargada al máximo de su capacidad con la carga completamente descentrada del plano de simetría de la columna de mástiles y además con el paracaídas provocando una deceleración inusual de 2.5g.

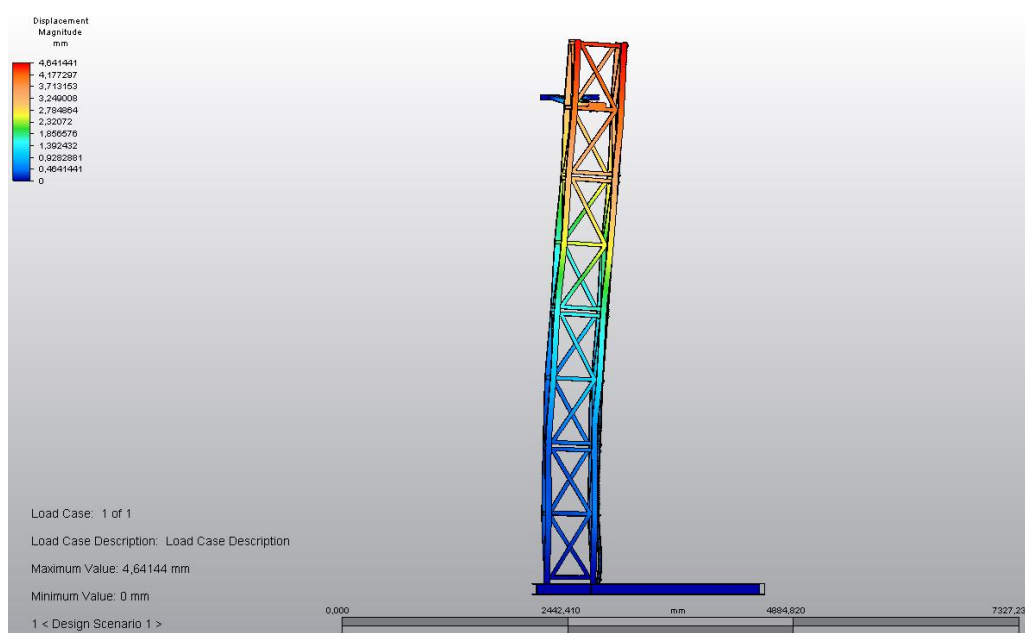


Figura 6.1.60 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IVa, vista frontal

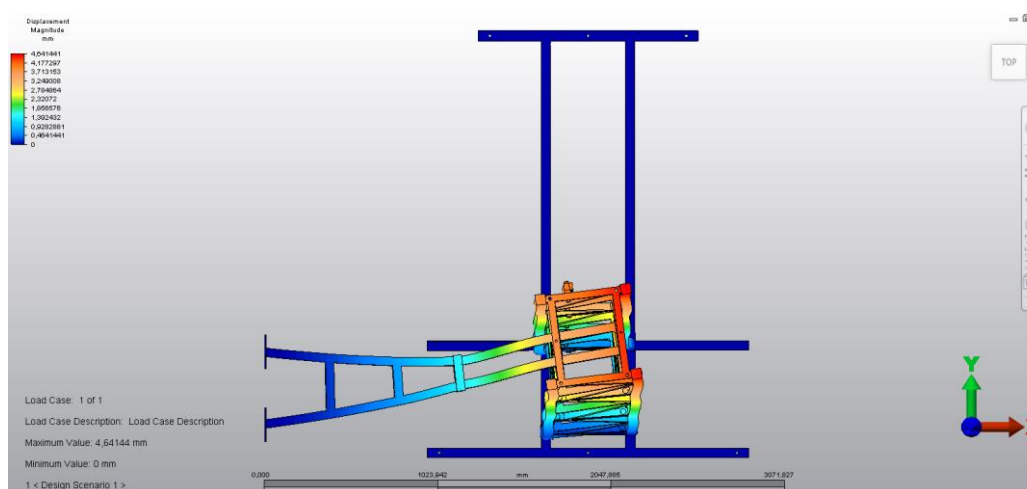


Figura 6.1.61 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IVa, vista en planta

Debido a que este caso de carga es el más desfavorable, tanto la estructura del grupo motor como los rodamientos de los rodillos han de estar dimensionados para aguantar las cargas generadas. Los primeros análisis realizados con el primer prototipo del grupo motor mostraron unos valores de tensiones elevados, cerca de los coeficientes de seguridad permitidos por la norma. De manera que el prototipo final incluyó algunas modificaciones para hacer que toda la estructura fuese más resistente. Se añadieron varias pletinas de espesor 12mm para formar dos haches que evitasen la deformación excesiva del grupo motor en su parte inferior (Figura 6.1.62). En la cara delantera del grupo motor no se realizaron modificaciones (Figura 6.1.63).

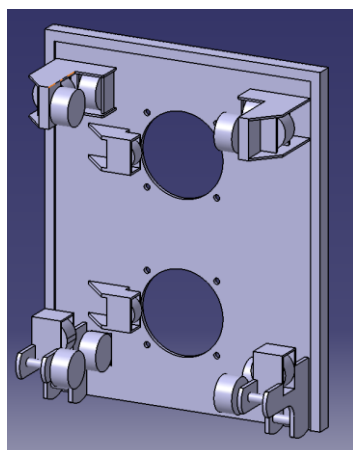


Figura 6.1.63 Prototipo definitivo del grupo motor. Vista delantera

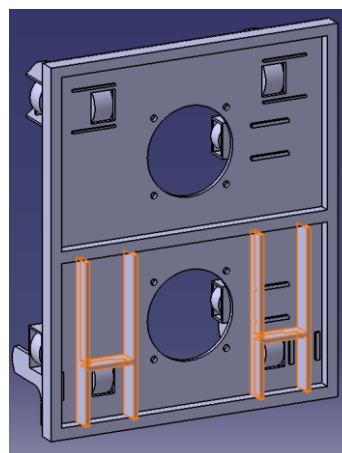


Figura 6.1.62 Prototipo definitivo del grupo motor. Vista trasera

Las cargas aplicadas sobre los rodillos del grupo motor en el análisis de elementos finitos son las calculadas en el caso de carga IVa. A cada bulón de carga se le aplica una carga vertical hacia abajo de 34355N, que se ha calculado como la mitad de la carga a elevar más la mitad del peso de la propia caja, todo ellos multiplicado por un coeficiente de actuación del dispositivo de sobrevelocidad de 2.5. El conjunto tiene aplicado una restricción total de giros y desplazamientos en las dos bridas de la chapa motor (Figura 6.1.65 y en la Figura 6.1.64).

$$P + P' = \frac{(2000Kg \cdot 9,81m / s^2 \cdot 2,5) + (800Kg \cdot 9,81m / s^2 \cdot 2,5)}{2} = 34335N$$

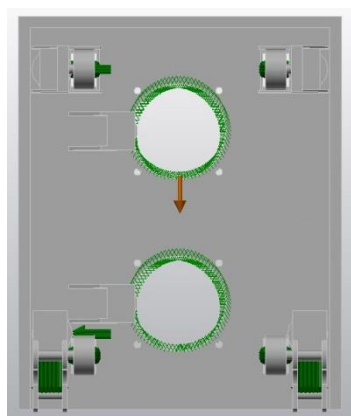


Figura 6.1.64 Cargas aplicadas al grupo motor para el caso de carga IVa. Vista frontal

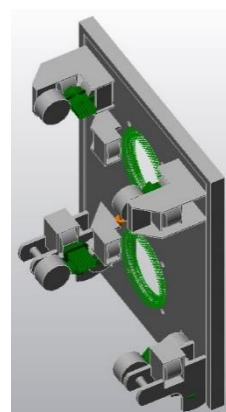


Figura 6.1.65 Cargas aplicadas al grupo motor para el caso de carga IVa. Vista 3D

La tensión máxima obtenida es de 136MPa y se ha localizado en la región cercana a la unión entre el conjunto de rodillos inferior y la chapa motor (Figura 6.1.66, Figura 6.1.67 y Figura 6.1.68).

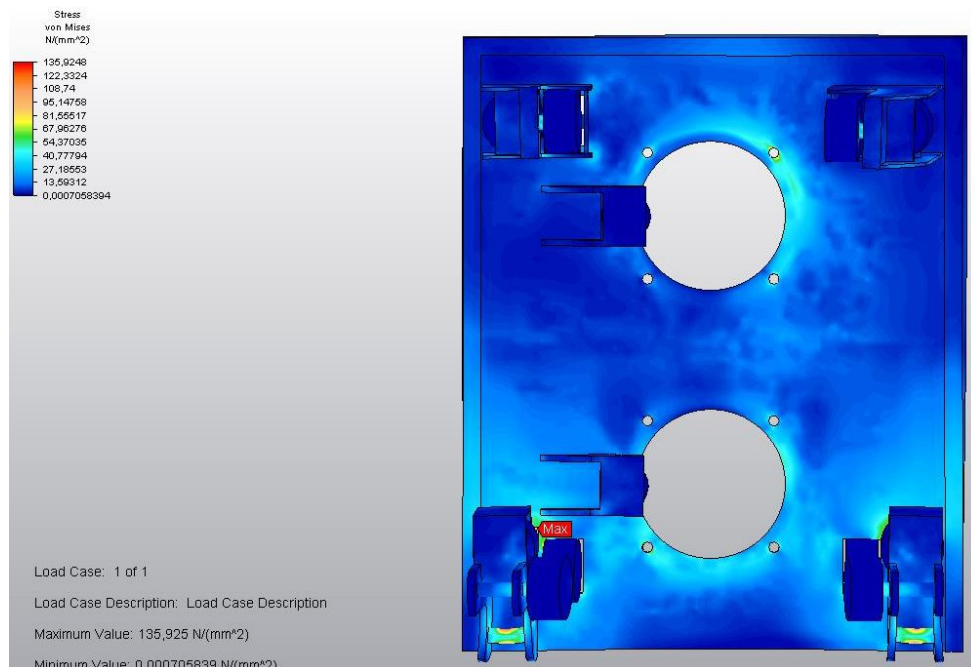


Figura 6.1.66 Distribución de las tensiones en el grupo motor para el caso de carga IVa. Vista frontal

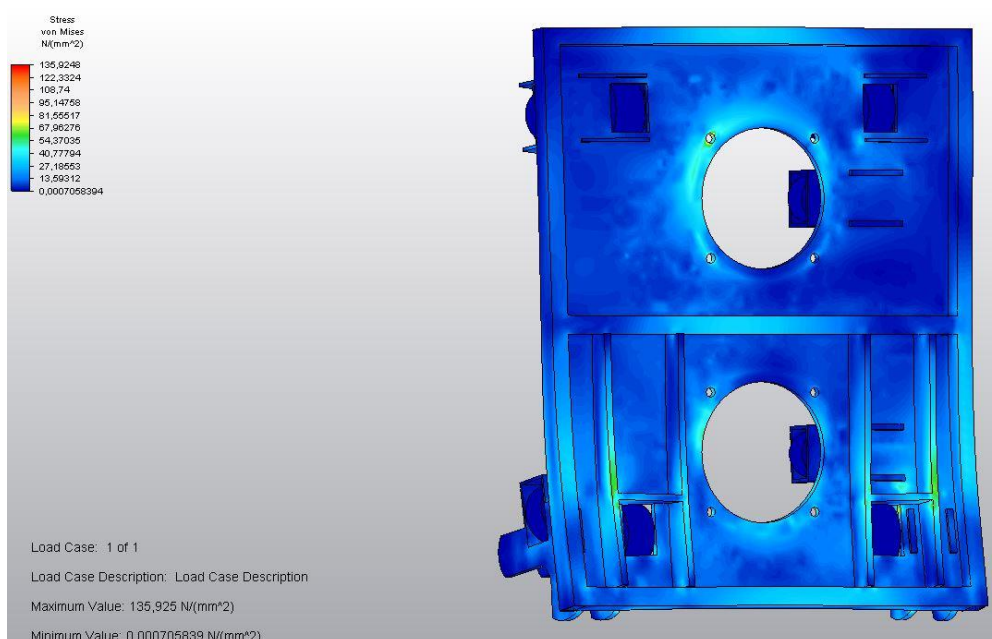


Figura 6.1.67 Distribución de las tensiones en el grupo motor para el caso de carga IVa. Vista trasera

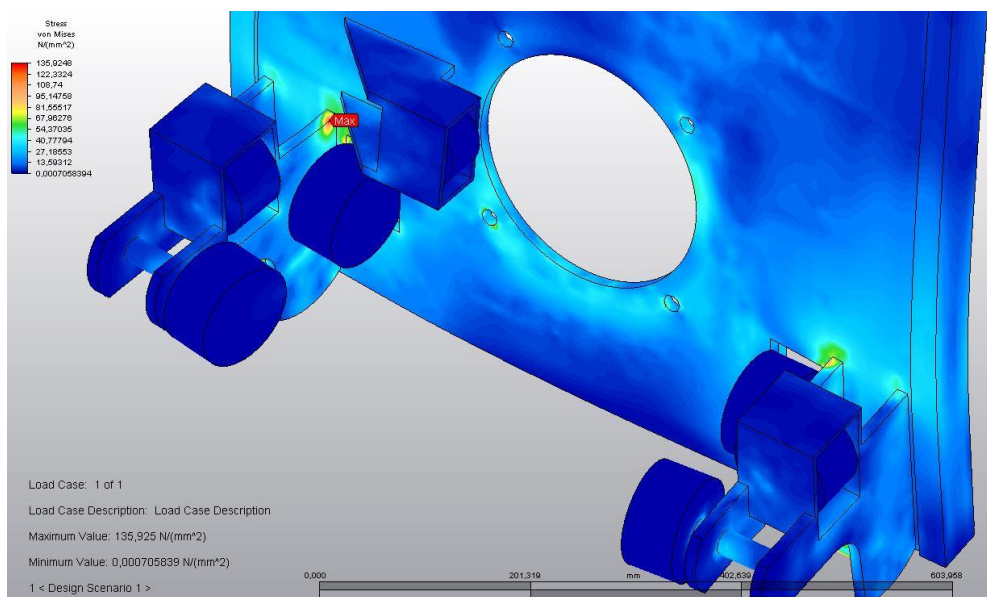


Figura 6.1.68 Tensión máxima para el caso de carga IVa

El coeficiente de seguridad en el límite elástico para esta tensión máxima sería:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{355MPa}{136} = 2.6$$

Según la norma el coeficiente de seguridad mínimo permitido en el límite elástico para el caso de carga IVa es de 1.25. De manera que todos los puntos del grupo motor en este caso de carga han ofrecido coeficientes de seguridad en el límite elástico mejores de los requeridos.

La segunda tensión máxima registrada sería en los bulones de carga, con un valor de 120MPa aproximadamente suponiendo que tienen un diámetro de 25mm y una longitud total de unos 90mm. El fabricante DINACELL especifica que el tipo de acero que emplea para fabricar los bulones de carga es F114, con un módulo elástico de 370MPa. Por lo tanto se puede calcular que el coeficiente de seguridad en el límite elástico para los bulones de carga sería:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{370MPa}{120} = 3.1$$

El desplazamiento máximo obtenido para el grupo motor es de 0.7mm aproximadamente (Figura 6.1.69 y Figura 6.1.70).

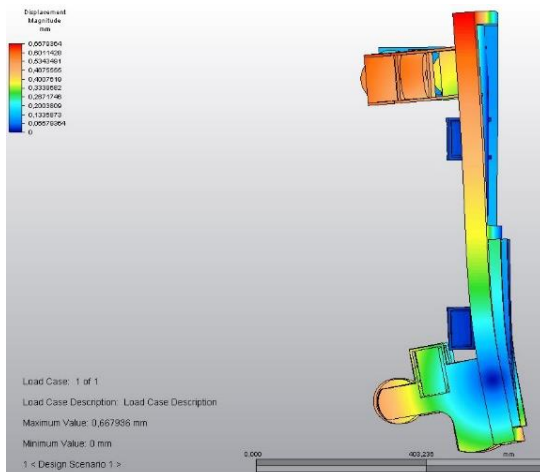


Figura 6.1.69 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IVa en el grupo motor, vista lateral

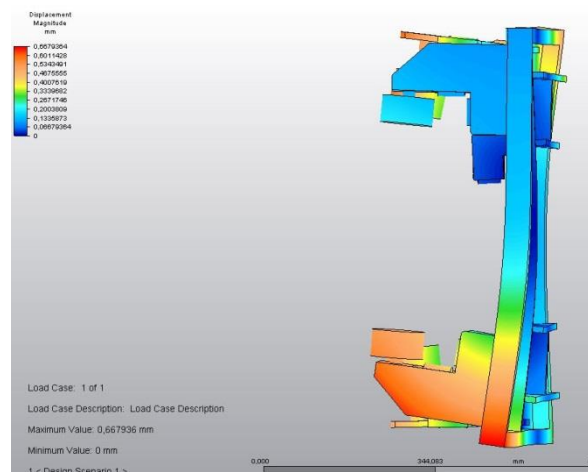


Figura 6.1.70 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IVa en el grupo motor, vista en planta

Después de haber analizado todos los casos de carga, se ha determinado que el tipo de rodamiento más adecuado para todos los rodillos del elevador es el rígido de bolas obturado (Figura 6.1.71). Los motivos para esta elección son:

- Se comportan muy bien con cargas radiales, admitiendo pequeñas cargas axiales. En este proyecto, dada la geometría de la máquina, las cargas que van a soportar los rodamientos de todos los rodillos son radiales, considerándose despreciar las axiales según las simplificaciones adoptadas para las hipótesis de carga
- Soportan grandes velocidades de giro. En el caso de este proyecto las velocidades son pequeñas, lo cual beneficiara la vida del rodamiento.
- Están exentos de mantenimiento. Al ser suministrados con tapas de obturación no necesitan lubricante puesto que ya vienen rellenos de fábrica. Además estas tapas evitan que el lubricante se mezcle con cuerpos extraños, aumentando la vida del rodamiento.
- Se montan fácilmente adaptándose al diseño propuesto de caja de rodillos.
- Los rodamientos rígidos de bolas son los más usados entre todos los tipos de rodamientos y por lo tanto son más económicos.

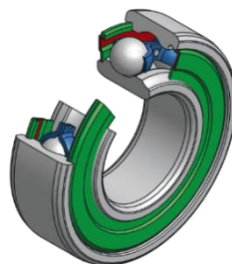


Figura 6.1.71 Rodamiento rígido de bolas obturado

Tal y como se ha calculado, la mayor fuerza transmitida por los rodillos al mástil sería en los puntos B1 y B2 del caso de Carga IVa, con un valor: $RBY1 = RBY2 = 7,3 \text{ KN}$. Cada rodillo del elevador está compuesto por 2 rodamientos (ver Figura 5.6.10) y la hipótesis de carga que se asume es que cada uno de ellos soportaría la mitad de la carga radial total, siendo en este caso es 3.65 KN . La velocidad de desplazamiento del elevador en el momento de accionamiento del paracaídas sería de 0.83 m/s . Siendo el diámetro del rodillo 105 mm , la velocidad angular del rodamiento es:

$$n_{\text{rodamiento}} [\text{rpm}] = \frac{v_{\text{lineal}} [\text{m/min}]}{\pi \cdot D_{\text{rodillo}} [\text{m}]} = \frac{0,83 \cdot 60}{\pi \cdot 0,105} = 151 [\text{rpm}]$$

El eje sobre los que se montan los rodamientos es de diámetro 25 mm . Con estos datos el modelo de rodamiento elegido ha sido el 6305.2RSR del fabricante FAG (Ver Anexo II). La capacidad máxima de carga dinámica es 22.4 KN , la capacidad máxima de carga estática es 11.4 KN y la velocidad límite máxima de 7500 rpm . Según estos datos el factor de esfuerzos estáticos (coeficiente de seguridad) se calcularía como:

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} = \frac{11.4 \text{ KN}}{3.65 \text{ KN}} = 3.1$$

Donde:

f_s = factor de esfuerzos estáticos

C_0 = capacidad de carga estática [KN]

P_0 = carga estática equivalente [KN], calculada como: $P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a = F_r$

La fuerza axial no es considerada en este caso, y $X_0 = 1$ en todos los tipos de rodamientos rígidos de bolas y sus aplicaciones.

Dependiendo de la finalidad de la aplicación se establecen los siguientes tramos para los valores del factor de esfuerzos estáticos:

$f_s \geq 8$ para una duración de vida ilimitada

f_s = entre 1.5 y 2.5 para exigencias elevadas

f_s = entre 1.0 y 1.5 para exigencias normales

f_s = entre 0.7 y 1.0 para exigencias reducidas

Para la aplicación de este proyecto un valor puntual de $f_s = 3.1$ debido a la actuación del dispositivo de sobrevelocidad (paracaídas) es aceptable en el caso de emergencia.

El siguiente paso es calcular la vida del rodamiento en ciclos para el caso de carga más desfavorable dentro del funcionamiento normal del elevador. Analizando las hipótesis de cálculo realizadas se obtiene que la carga radial más desfavorable identificada se daría en la distribución de carga 1, dentro del caso de carga Ia. La mayor fuerza transmitida por los rodillos al mástil sería en los puntos B1 y B2, con un valor $RBY1 = RBY2 = 4,6 \text{ KN}$. Al existir 2 rodamientos

por rodillo, cada uno de ellos soportaría una carga radial de 2.3KN. La velocidad del elevador sería de 0.63m/s y el factor de fuerzas estáticas el siguiente:

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} = \frac{11.4KN}{2.3KN} = 5$$

De acuerdo al método de cálculo normalizado DIN/ISO 281 el fallo del rodamiento se produce debido a su deterioro por causas de fatiga, y para ello establece el cálculo de la vida del mismo valiéndose de la siguiente fórmula:

$$L_{10} = L = \left(\frac{C}{P} \right)^p [10^6 \text{ revoluciones}] = \left(\frac{22.4KN}{2.3KN} \right)^3 = 923.7 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}$$

Donde:

$L_{10} = L$ vida nominal en millones de revoluciones que es alcanzada por un mínimo del 90% de rodamientos iguales en un gran lote de ellos.

$p = 3$ exponente de vida para los rodamientos de bolas

C = capacidad de carga dinámica [KN]

P = carga dinámica equivalente [KN], calculada como: $P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = F_r$

La fuerza axial no es considerada en este caso, y $X = 1$ en todos los tipos de rodamientos rígidos de bolas y sus aplicaciones.

El cálculo de la vida nominal del rodamiento L solamente tiene en cuenta las cargas y el tipo de rodamiento, pero no contempla otros parámetros del lubricante como: el espesor de la película del mismo, sus aditivos o la limpieza de los intersticios de lubricación. Es por esto que la norma DIN ISO 281 ha creado el concepto de vida ampliada, que se calcula con la siguiente fórmula:

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L [10^6 \text{ revoluciones}]$$

Donde:

$L = L_{10}$ vida nominal en millones de revoluciones que es alcanzada por un mínimo del 90% de rodamientos iguales en un gran lote de ellos.

a_1 = factor de probabilidad de fallo

a_2 = factor del material

a_3 = factor de condiciones en servicio

La norma DIN ISO 281 no incluye valores para el factor a_3 . Es por esto que el fabricante de rodamientos FAG ha desarrollado su propio método para el cálculo de la vida ampliada basado en el propio cálculo de la vida ampliada de la norma DIN/ISO 281, investigaciones en el laboratorio y experiencias obtenidas en la práctica. La fórmula aplicada es:

$$L_{na} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L [10^6 \text{ revoluciones}]$$

Donde:

$L = L_{10}$ vida nominal en millones de revoluciones que es alcanzada por un mínimo del 90% de rodamientos iguales en un gran lote de ellos.

a_1 = factor de probabilidad de fallo

a_{23} = factor unificado para el material y las condiciones de servicio

El factor $a_1 = 1$ se obtiene de la Tabla 6.1.4, siendo la probabilidad de fallo del 10% la comúnmente más usada:

▼ Factor a_1						
Probabilidad de fallo %	10	5	4	3	2	1
Vida a fatiga	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
Factor a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Tabla 6.1.4 Factor a_1 de probabilidad de fallo del rodamiento

El factor a_{23} se calcula con la siguiente formula:

$$a_{23} = a_{23II} \cdot s = a_{23II}$$

Donde:

a_{23II} = valor básico

$s = 1$, factor de limpieza normal

El valor básico $a_{23II} = 1.4$, y se ha obtenido de la Figura 6.1.72, con los valores de k y K calculados más adelante. La zona de funcionamiento del rodamiento es la I.

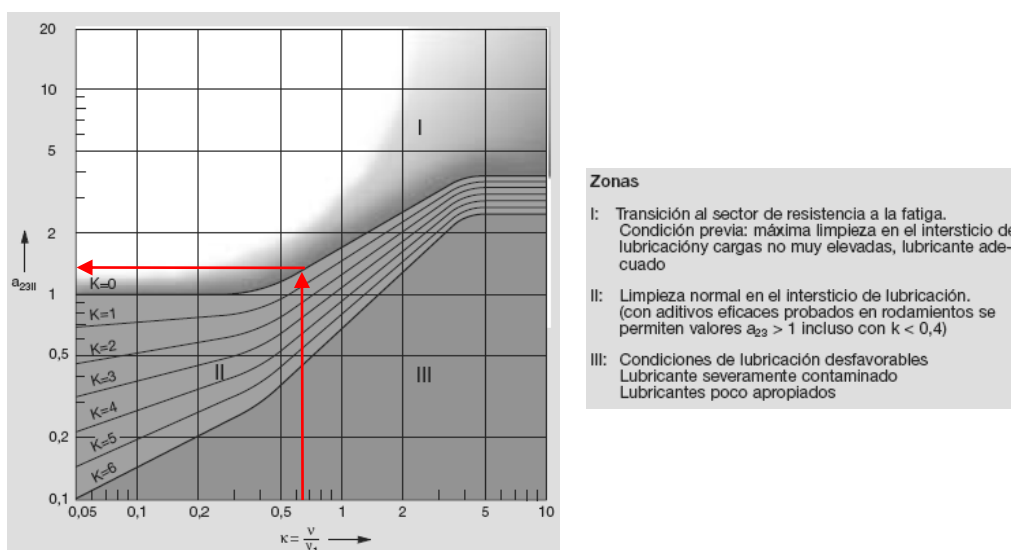


Figura 6.1.72 Valor básico a_{23II}

El ratio de viscosidad k (eje de abscisa) se define como la medida para la formación de una película lubricante y tiene un valor de: $k = u / u_1 = 100 / 150 = 0.67$

Donde:

u = viscosidad de servicio del lubricante en el área de contacto de rodadura

u_1 = viscosidad relativa en función del diámetro y la velocidad

La viscosidad relativa (u_1) tiene un valor aproximado de $150 \text{ mm}^2/\text{s}$ y se ha determinado a través de la Figura 6.1.73. Según las especificaciones del rodamiento elegido, éste tiene un diámetro exterior $D = 62 \text{ mm}$, un diámetro interior $d = 25 \text{ mm}$ y por lo tanto el diámetro medio es $d_m = 43.5 \text{ mm}$. La velocidad de giro del rodamiento es 115 rpm y se ha determinado con la siguiente fórmula:

$$n_{\text{rodamiento}} [\text{rpm}] = \frac{v_{\text{lineal}} [\text{m/min}]}{\pi \cdot D_{\text{rodillo}} [\text{m}]} = \frac{0,63 \cdot 60}{\pi \cdot 0,105} = 115 [\text{rpm}]$$

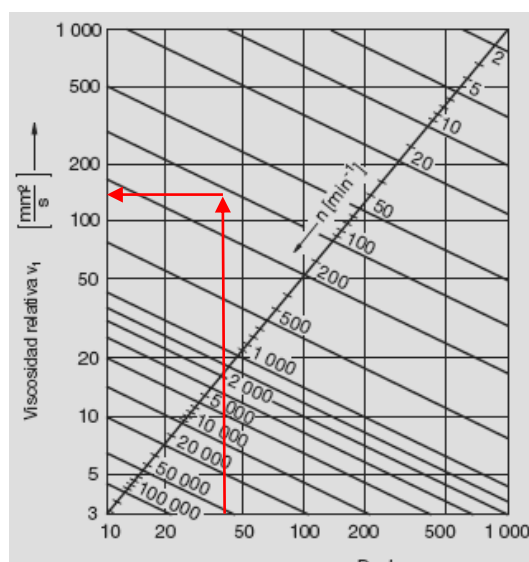


Figura 6.1.73 Viscosidad relativa del lubricante en función del diámetro medio y la velocidad

FAG suministra los rodamientos tipo 2RSR engrasados de fábrica con grasa estándar. Según la Tabla 6.1.5, la grasa universal suministrada en los rodamientos de bolas para diámetros exteriores $\leq 62 \text{ mm}$ es el tipo Arcanol MULTI2, y su viscosidad a 40°C es $100 \text{ mm}^2/\text{s}$

SELECTION TABLE

Arcanol	MULTITOP	MULTI2	MULTI3	LOAD220	LOAD400	LOAD1000
DIN 51825	KP2N-40	K2N-30	K3N-30	KP2N-20	KP2N-20	KP2N-20
Thickener	Lithium soap with EP additives	Lithium soap	Lithium soap	Lithium/calcium soap with EP additives	Lithium/calcium soap with EP additives	Lithium/calcium soap with EP additives
Base oil	Mineral oil+ester	Mineral oil	Mineral oil	Mineral oil	Mineral oil	Mineral oil
Base oil viscosity at 40 °C [mm ² /s]	85	ISO VG 100	80	ISO VG 220	400	ISO VG 1000
Consistency (NLGI class)	2	2	3	2	2	2
Operating temperature [°C]	-40...+150	-30...+140	-30...+140	-20...+140	-25...+140	-20...+140
Longtime limit temp. [°C]	80	75	75	80	80	80
Typical applications for Arcanol rolling bearing greases	Universal grease for ball and roller bearings in rolling mills, construction, machines, motor vehicles, spinning and grinding spindles at increased speeds, high loads, low and high temperatures	Universal grease for ball bearings ØD ≤ 62 mm in small electric motors, agricultural and construction machines, household appliances at increased speeds, high loads, low and high temperatures	Universal grease for ball bearings ØD > 62 mm in large electric motors, agricultural and construction machines, blowers at high loads, large speed, range, high degree of humidity	Special grease for ball and roller bearings in rolling mills, rail vehicles at high loads, large speed, range, high degree of humidity	Special grease for ball and roller bearings in mining machines, construction machines at extreme loads, medium temperatures, medium speeds	Special grease for ball and roller bearings in mining machines, construction machines, preferably for shock loads and large bearings at extreme loads, medium temperatures, low speeds
Low temperatures	++	+	+	○	–	○
High temperatures	○	○	○	○	○	○
Low friction, high speeds	+	○	○	–	–	– –
High loads, low speeds	+	○	○	++	++	++
Vibratory stressing	+	○	+	+	+	+
Sealing properties	○	○	+	+	+	+
Relubricatability	++	++	+	+	+	+
ISO VG = ISO viscosity class	++ extremely suitable ○ suitable – less suitable + very suitable – – not suitable					

FAG - 2

Tabla 6.1.5 Selección de la grasa del rodamiento

La viscosidad de servicio del lubricante en el área de contacto de rodadura (u) tiene un valor aproximado de 100 mm²/s si suponemos una temperatura de funcionamiento de 40°C. Se obtiene de la Figura 6.1.74.

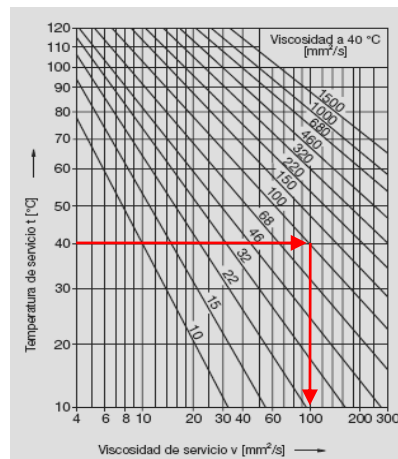


Figura 6.1.74 Viscosidad de servicio del lubricante en el área de contacto de rodadura

El factor $K = K_1 + K_2 = 0$, donde K_1 se ha obtenido de la Figura 6.1.75 y K_2 de la Figura 6.1.76.

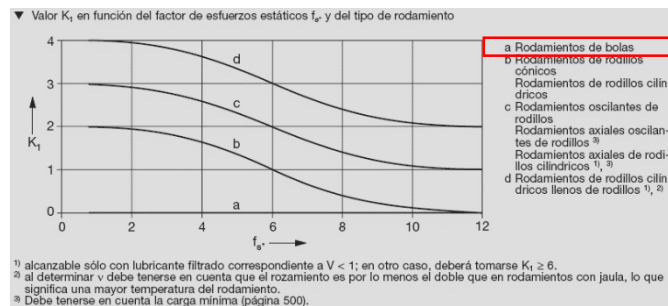


Figura 6.1.75 Valor de K_1

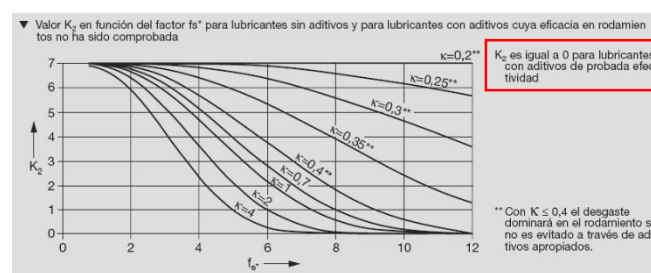


Figura 6.1.76 Valor de K_2

Por lo tanto el cálculo de FAG para la vida ampliada es:

$$L_{na} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L[10^6 \text{ revoluciones}] = 1.4 \cdot 923.7 \cdot 10^6 \text{ revoluciones} = 1.3 \cdot 10^9 \text{ revoluciones}$$

CASO DE CARGA IVb: Efectos excepcionales de dispositivos de seguridad, caja.

5.2.2.12.3.2: Explicado en el caso de carga Ia. El efecto del viento sobre la resistencia de la propia caja es irrelevante.

5.2.2.2 multiplicado por 5.2.2.8: Explicado en el caso de carga IVa

5.2.2.4: multiplicado por 5.2.2.8: Explicado en el caso de carga IVa

La distribución de la carga en la caja (Figura 6.1.77) es la misma que en caso de carga Ib:

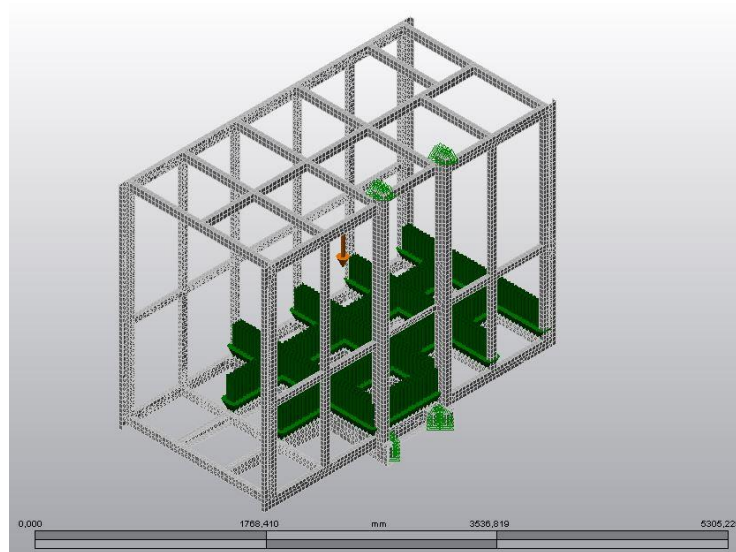


Figura 6.1.77 Modelo mallado con las cargas aplicadas para el caso de carga IVb

Las tensiones máximas se producen en los perfiles de chapa plegada con forma de C, en el extremo que se unen a los montantes verticales. El valor máximo de la tensión es de 119MPa aproximadamente (Figura 6.1.78).

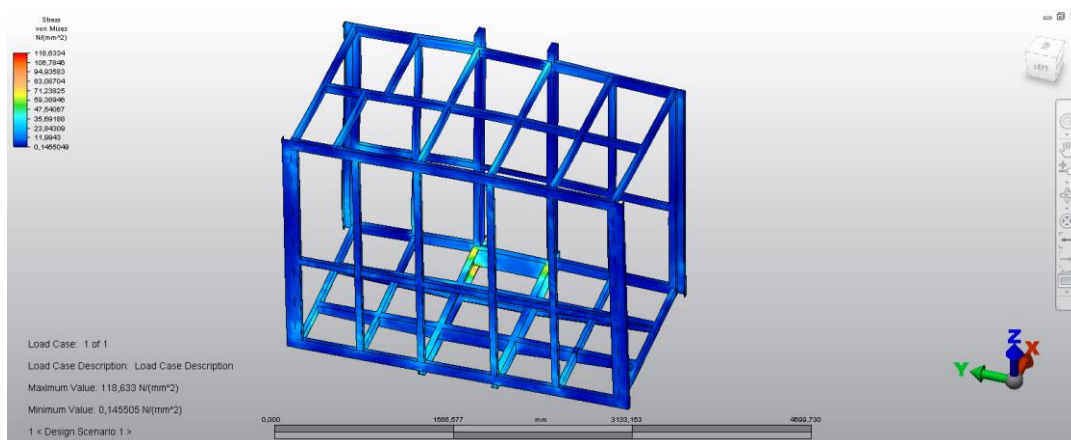


Figura 6.1.78 Distribución de las tensiones para el caso de carga IVb

El coeficiente de seguridad en el límite elástico mínimo exigido por la norma para este caso es de 1.25, siendo el obtenido:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{355MPa}{119} = 3$$

El desplazamiento máximo (Figura 6.1.79 y Figura 6.1.80) se da en el extremo de la cesta más alejado del mástil, en el eje Z (2,5mm aproximadamente). Esto es debido a que esa región se comporta como el extremo en voladizo de una viga empotrada, donde el desplazamiento es máximo

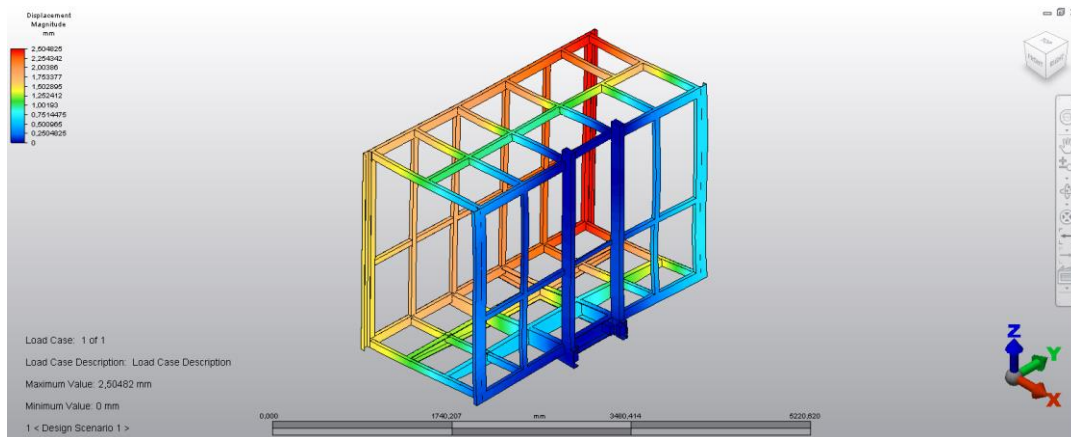


Figura 6.1.79 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IVb.

Vista 3D

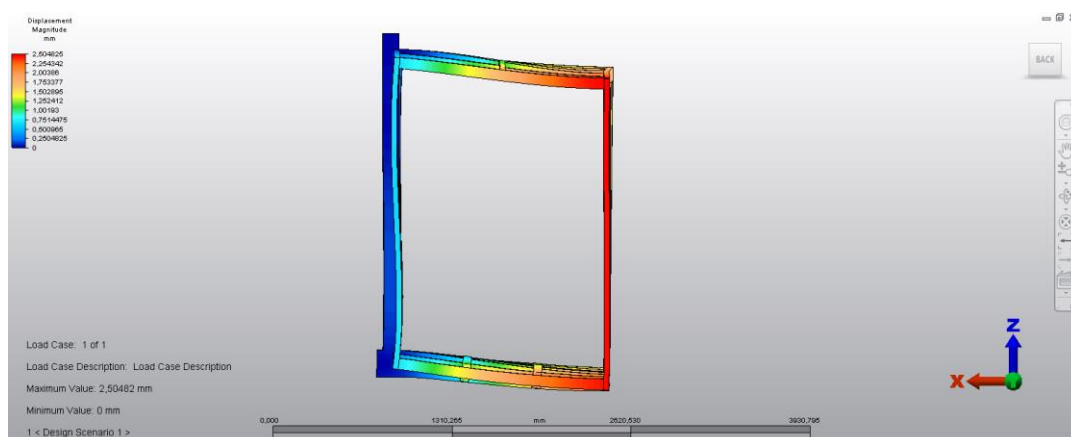


Figura 6.1.80 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga IVb.

Vista lateral

CASO DE CARGA IVc: Efectos excepcionales de dispositivos de seguridad, dispositivo de seguridad.

El cálculo de los efectos de la actuación del paracaídas sobre la estructura portante se ha realizado en el caso de carga IVa

El cálculo de los efectos de la actuación del paracaídas sobre la caja se ha realizado en el caso de carga IVb

La elección del paracaídas se ha realizado según el apartado 5.6.2 de la norma, que está contenido en la tabla de peligros 1: “1.6 Peligro de impacto”.

CASO DE CARGA Va: Uso ocasional, techo de caja para personas

5.2.2.9 multiplicado por 5.2.2.7: la norma indica dos posibles escenarios que es necesario cumplir.

1) El techo ha de soportar una carga (P) de 3.0KN multiplicada por el factor de las cargas móviles μ (calculado en el caso de carga Ia). La carga ha de colocarse en el área más desfavorable de 1m². Por lo tanto se obtiene que:

$$P' = 3KN \cdot 1,2663 = 3,8KN$$

2) El techo también debe soportar una carga (P) de 1,2KN multiplicada por el factor de las cargas móviles μ (calculado en el caso de carga Ia). La carga ha de aplicarse en cualquier superficie de 0,1m x 0,1m.

$$P' = 1,2KN \cdot 1,2663 = 1,52KN$$

En la Figura 6.1.81 Figura 6.1.81 Modelo mallado con las cargas aplicadas para el caso de carga Va-1 se ve aplicada la carga uniformemente distribuida en el área más desfavorable del techo de la caja:

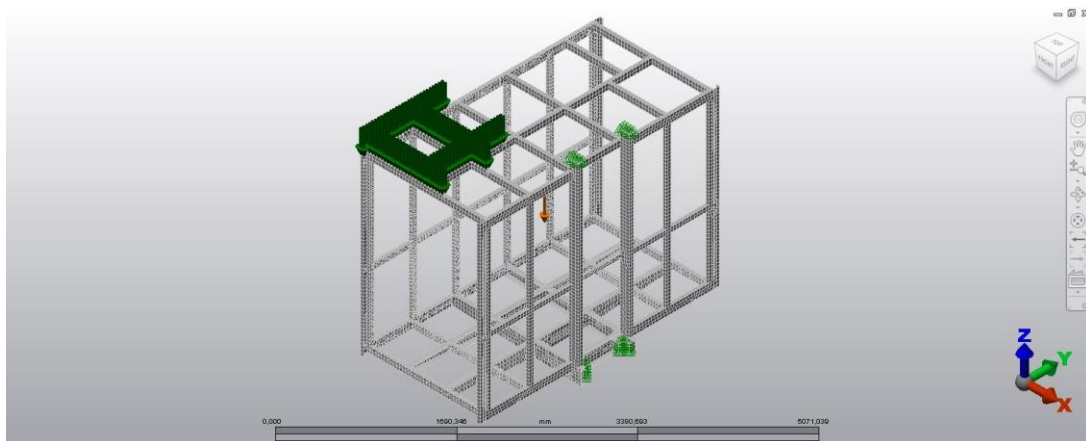


Figura 6.1.81 Modelo mallado con las cargas aplicadas para el caso de carga Va-1

La tensión máxima tiene un pequeño valor de 27MPa (Figura 6.1.82). El coeficiente de seguridad en el límite elástico mínimo requerido por la norma es 1.33, siendo el valor obtenido:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{355MPa}{27} = 13$$

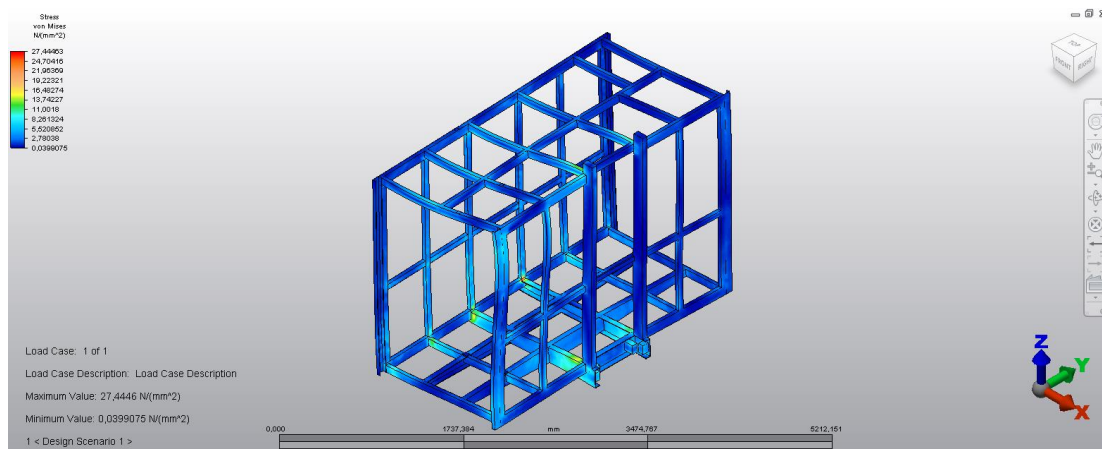


Figura 6.1.82 Distribución de las tensiones para el caso de carga Va-1

Las deformaciones máximas obtenidas (Figura 6.1.83 y Figura 6.1.84) Figura 6.1.84 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga Va-1. Vista Lateral se dan en la región donde se ha aplicado la carga uniformemente distribuida y son prácticamente despreciables, 0.7mm.

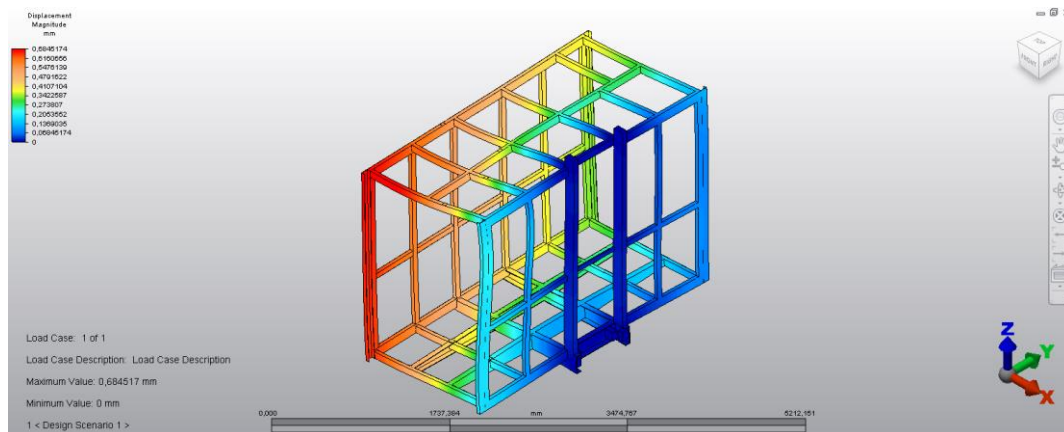


Figura 6.1.83 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga Va-1. Vista 3D

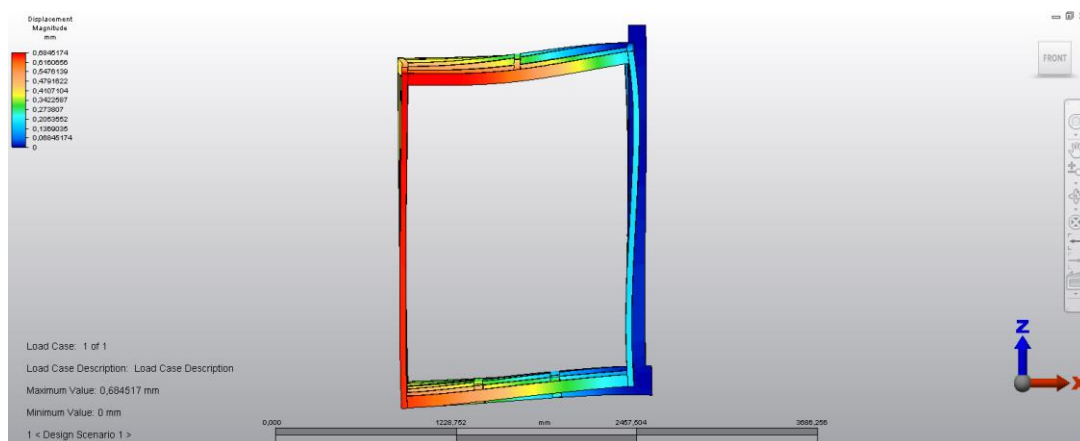


Figura 6.1.84 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga Va-1. Vista Lateral

En la Figura 6.1.85 se ve aplicada la carga puntual aplicada en el área más desfavorable del techo de la caja:

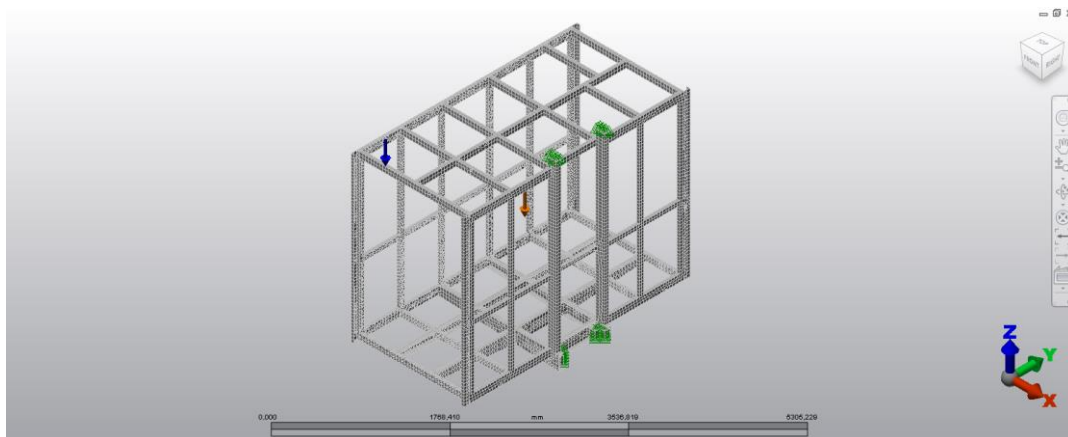


Figura 6.1.85 Modelo mallado con las cargas aplicadas para el caso de carga Va-2

La tensión máxima tiene un pequeño valor de 20MPa (Figura 6.1.86). El coeficiente de seguridad en el límite elástico mínimo requerido por la norma es 1.33, siendo el valor obtenido:

$$S_y = \frac{f_y}{\sigma} = \frac{355MPa}{20} = 17.8$$

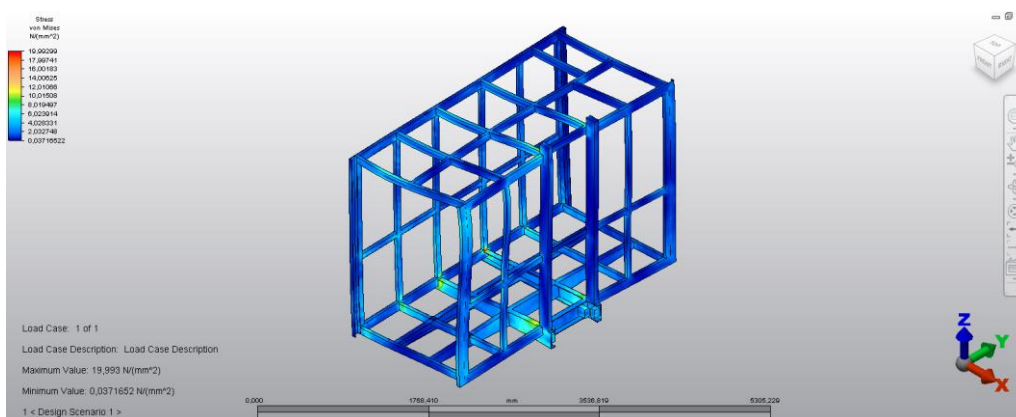


Figura 6.1.86 Distribución de las tensiones para el caso de carga Va-2

Las deformaciones máximas obtenidas (Figura 6.1.87 y Figura 6.1.88) se dan en la región donde se ha aplicado la carga uniformemente distribuida y son prácticamente despreciables, 0.5mm.

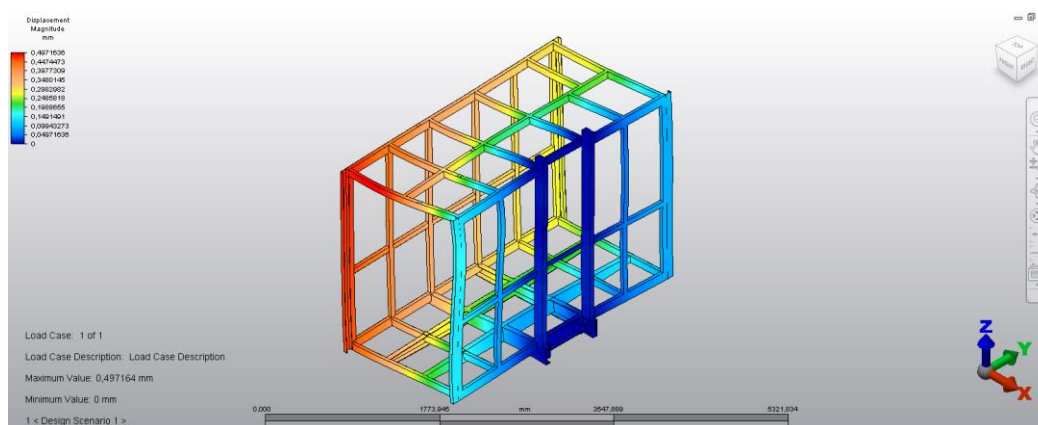


Figura 6.1.87 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga Va-2. Vista 3D

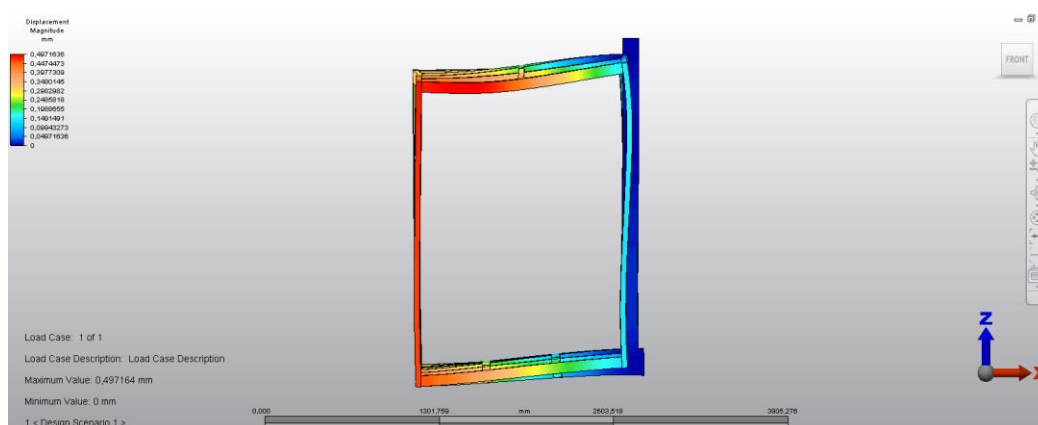


Figura 6.1.88 Distribución de los desplazamientos para el caso de carga Va-2. Vista Lateral

CASO DE CARGA Vb: Uso excepcional, techo de caja no diseñado para personas.

No aplicable a este proyecto.

CASO DE CARGA VI: Fuera de servicio ocasional, mástil.

No aplicable a este proyecto.

CASO DE CARGA VII: Fuerzas excepcionales en amortiguadores, efecto de los amortiguadores inferiores en la caja.

La elección de los topes amortiguadores se realiza según el apartado 5.4.3 de la norma, que está contenido en la tabla de peligros 1: “1.6 Peligro de impacto”.

CASO DE CARGA VIII: Estructura de soporte separada para las plantas

No aplicable a este proyecto.

CASO DE CARGA IX: Montaje, estructura portante.

No aplicable a este proyecto.

1.11 Peligro de pérdida de estabilidad (continuación):

- 5.3: Marco Base:
 - 5.3.1: El marco base cumple con todos los casos de carga formulados en la “tabla 7: casos de carga” dentro del apartado 5.2.4 de la norma (ver los análisis de elementos finitos que se han realizado en el punto 6.1 de este proyecto).
 - 5.3.2: El marco base no depende de ningún soporte de muelles o ruedas neumáticas.
 - 5.3.3: El marco base es un elemento rígido, no posee medios ajustables.
- 5.4.1: Estructuras de guías y mástiles:
 - 5.4.1.1: El mástil hace de estructura portante y de guía. (Ver el apartado 5.1 de este proyecto).
 - 5.4.1.2: Los mástiles cumplen con todos los casos de carga formulados en la “tabla 7: casos de carga” dentro del apartado 5.2.4 de la norma (ver los análisis de elementos finitos que se han realizado en el punto 6.1 de este proyecto).
 - 5.4.1.3: Las conexiones entre longitudes individuales de mástil garantizan una transmisión efectiva de las cargas y mantienen el alineamiento. El aflojamiento solo es posible por una acción manual intencionada. (Ver el punto 5.1 de este proyecto).
 - 5.4.1.4: No existen mecanismos articulados de expansión.
 - 5.4.1.5: La unión de los elementos motrices (cremalleras) al mástil se realiza con tuercas de bloqueo. De esta forma se asegura que no exista aflojamiento involuntario y se garantiza que las cargas estipuladas puedan transmitirse al mástil. (Ver el punto 5.1 de este proyecto).
- 5.4.2: Los arriostres cumple con todos los casos de carga formulados en la “tabla 7: casos de carga” dentro del apartado 5.2.4 de la norma (ver los análisis de elementos finitos que se han realizado en el punto 6.1 de este proyecto).
- 5.6.3: El elevador cuenta con un sistema de detección de sobrecarga (ver el apartado de este proyecto 5.8.11).
 - 5.6.3.1: Cuando el elevador se sobrecarga un 20% por encima de su capacidad nominal el dispositivo de detección de sobrecarga emite una señal que emite impide que el ascensor pueda moverse. Para volver a poner el elevador en marcha es necesario quitar algo de carga de la caja, puesto que no es posible cancelar este mensaje por el usuario. La detección de la sobrecarga es posible realizarse mientras el elevador está parado

- 5.6.3.2: Este dispositivo de detección de sobrecarga permite realizar ensayos con sobrecarga sin necesidad de desmantelar el dispositivo y sin que afecte a su funcionamiento.
 - 5.6.3.3: Si existe una interrupción de potencia, todos los datos y la calibración del dispositivo de detección de sobrecarga se retienen.
 - 5.6.3.4: Tanto los bulones de carga como la pantalla están protegidos de sufrir daños por golpes, vibraciones, uso general del elevador o condiciones meteorológicas adversas.
 - 7.1.2.8.4: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual del usuario donde se indiquen las instrucciones de montaje y desmontaje.
- 1.12 Peligro de resbalamiento, pérdida de equilibrio y de caída de personas en relación con las máquinas (debido a su naturaleza mecánica)

- 5.5: No son objeto de este proyecto los diseños de: cerramiento base, protecciones de hueco y las puertas de planta en cada punto de acceso.
- 5.6.1: Caja
 - 5.6.1.1: De acuerdo con la norma, para determinar el número máximo permitido de pasajeros en la caja se debe considerar 0.2m^2 de área de suelo por persona y considerar que cada una tiene un peso de 80 kg. El área útil del piso de la caja es 4.5m^2 , por lo tanto el número máximo de pasajeros es de 22 (1760Kg). La estructura de la caja cumple con todos los casos de carga formulados en la “tabla 7: casos de carga” dentro del apartado 5.2.4 de la norma (ver los análisis de elementos finitos que se han realizado en el punto 6.1 de este proyecto). La caja está rígidamente guiada para evitar su descarrilamiento de los mástiles y posee topes antivuelco que están presentes durante la operación normal, el montaje, desmontaje y mantenimiento (ver apartado de este proyecto 5.8.15)
 - 5.6.1.2: No es objeto de este proyecto el diseño del material con el que se cubre la superficie del piso de la caja.
 - 5.6.1.3: No son objeto de este proyecto el diseño de las paredes de la caja
 - 5.6.1.4: La caja incluye un techo. La altura mínima interior del elevador es de 2.1m. No es objeto de este proyecto el diseño del material con el que se cubre el techo de la caja. El techo está provisto con una apertura de 750x750mm para una trampilla para el montaje/desmontaje, mantenimiento/inspección del elevador, salida de emergencia... no es objeto de este proyecto el diseño de las barandillas de seguridad del techo de la caja. La estructura de techo de la caja cumple con todos los casos de carga formulados en la “tabla 7: casos de carga” dentro del apartado 5.2.4 de la norma (ver los análisis de elementos finitos que se han realizado en el punto 6.1 de este proyecto)
 - 5.6.1.5: No es objeto de este proyecto el diseño de las puertas de la caja.

- 5.6.1.6: El techo está provisto con una apertura de 750x750mm para una salida de emergencia. No es objeto de este proyecto el de la trampilla de emergencia del techo
- 5.6.2: Explicado en los peligros descritos en “1.6 Peligro de impacto”. (ver el punto 6.1 de este proyecto).
- 7.1.2.8.4: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual del usuario donde se indiquen las instrucciones de montaje y desmontaje.
- 7.1.2.9: No es objeto de este proyecto el desarrollo de un manual de uso y mantenimiento de la máquina.

2. Peligros eléctricos.

No aplicable a este proyecto

3. Peligros térmicos.

No aplicable en esta norma

4. Peligros producidos por el ruido.

No aplicable a este proyecto.

5. Peligros producidos por la vibración.

No aplicable a esta norma

6. Peligros producidos por la radiación

No aplicable a esta norma

7. Peligros generados por materiales y sustancias procesadas, usadas o expeditas por la maquinaria.

No aplicable a esta norma

8. Peligros producidos por no respetar los principios ergonómicos en el diseño de las máquinas.

No aplicable a este proyecto

9. Combinación de peligros.

No considerado en esta norma.

10. Peligros causados por fallos de la alimentación de energía, rotura de piezas de maquinaria u otros desórdenes funcionales:

- 10.1: Fallo de la alimentación de energía:

- 5.6.1.6: El techo está provisto con una apertura de 750x750mm para instalar una trampilla para una salida de emergencia (ver apartado 5.8.7 de este proyecto). No es objeto de este proyecto el de la trampilla de emergencia del techo.
 - 5.7.4.1: En ausencia de suministro eléctrico en la red o en caso de falta de suministro a los circuitos eléctricos de control, los frenos del motor permanecen cerrados impidiendo el movimiento del elevador. Son motores autofrenantes, es decir, es necesario alimentar el sistema eléctrico de los frenos para liberarlos (ver apartado 5.8.10 de este proyecto)
 - 5.8.2: No es objeto de este proyecto el estudio y diseño de las instalaciones y aparatos eléctricos.
 - 5.10: No es objeto de este proyecto el estudio de las condiciones de avería, así como las maniobras de emergencia de la máquina.
 - 7.1.2.5: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual de instrucciones.
 - 7.1.2.6: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual de instrucciones.
-
- 10.2: Proyección inesperada de piezas de maquinaria o fluidos:
 - 5.7.2.3: No son objeto de estudio de este proyecto el diseño de resguardos para componentes de la máquina ni sus distancias mínimas de seguridad.
-
- 10.3: Fallo o mal funcionamiento del sistema de control:
 - 5.8.2: No es objeto de este proyecto el estudio y diseño de las instalaciones y aparatos eléctricos.
 - 5.9.2.2: El elevador posee conmutadores de final de carrera de ascenso/descenso y emergencia (ver apartados 5.8.2, 5.8.3 y 5.8.4 de este proyecto).
 - 5.9.3: El elevador de este proyecto no tiene mecanismos con cable.
-
- 10.4: Errores de montaje:
 - 5.4.1: Explicado en los peligros descritos en “1.11 peligro de pérdida de estabilidad” (ver el punto 6.1 de este proyecto).
 - 7.1.2.8: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual del usuario donde se indiquen las instrucciones de montaje y desmontaje.
-
- 10.5: Vuelco, pérdida inesperada de estabilidad de la máquina:
 - 5.2: Explicado en los peligros descritos en “1.11 peligro de pérdida de estabilidad” (ver el punto 6.1 de este proyecto).
 - 5.3: Explicado en los peligros descritos en “1.11 peligro de pérdida de estabilidad” (ver el punto 6.1 de este proyecto).

- 5.4: Mástil, ataduras y amortiguadores.
 - 5.4.1: Explicado en los peligros descritos en “1.11 peligro de pérdida de estabilidad” (ver el punto 6.1 de este proyecto).
 - 5.4.2: Explicado en los peligros descritos en “1.11 peligro de pérdida de estabilidad” (ver el punto 6.1 de este proyecto).
 - 5.4.3: Explicado en los peligros descritos en “1.6 Peligro de impacto” (ver el punto 6.1 de este proyecto).
- 7.1.2.8: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual del usuario donde se indiquen las instrucciones de montaje y desmontaje.

11 Peligros producidos por la ausencia (temporal) y/o el posicionamiento incorrecto de las medidas/medios relativos a la seguridad, por ejemplo:

- 11.1: Todo tipo de resguardos:
 - 5.5: No son objeto de este proyecto los diseños de: cerramiento base, protecciones de hueco y las puertas de planta en cada punto de acceso.
 - 5.6.1.3: No es objeto de este proyecto el diseño de las paredes de la caja.
 - 5.6.1.4: Explicado en los peligros descritos en “1.12 Peligro de resbalamiento, pérdida de equilibrio y de caída de personas en relación con las máquinas (debido a su naturaleza mecánica)”
 - 7.1.2.8: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual del usuario donde se indiquen las instrucciones de montaje y desmontaje.
 - 7.1.2.11: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual del usuario donde se indiquen las inspecciones periódicas y el mantenimiento.
- 11.2: Dispositivos (de protección) relacionados con la seguridad:
 - 5.5: No son objeto de este proyecto los diseños de: cerramiento base, protecciones de hueco y las puertas de planta en cada punto de acceso.
 - 7.1.2.8: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual del usuario donde se indiquen las instrucciones de montaje y desmontaje.
 - 7.1.2.11: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual del usuario donde se indiquen las inspecciones periódicas y el mantenimiento.
- 11.3: Dispositivos de arranque y parada:
 - 5.9.5: No es objeto de este proyecto el estudio y diseño de las instalaciones y aparatos eléctricos.
 - 5.9.7: No es objeto de este proyecto el estudio y diseño de las instalaciones y aparatos eléctricos.

- 7.1.2.8: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual del usuario donde se indiquen las instrucciones de montaje y desmontaje.
- 7.1.2.9: No es objeto de este proyecto el desarrollo de un manual de uso y mantenimiento de la máquina.
- 11.4: Señales y pictogramas de seguridad:
 - 7.2: No es objeto de este proyecto proporcionar información del elevador para los marcados y etiquetas.
- 11.5: Dispositivos de aviso o información:
 - 5.6.3: Explicado en los peligros descritos en “1.11 peligro de pérdida de estabilidad”. (ver el punto 6.1 de este proyecto).
 - 7.2: No es objeto de este proyecto proporcionar información del elevador para los marcados y etiquetas.
- 11.6: Dispositivos de desconexión de las fuentes de energía:
 - 5.9.6: No es objeto de este proyecto el estudio y diseño de las instalaciones y aparatos eléctricos.
- 11.7: Dispositivos de emergencia:
 - 5.6.2: Explicado en los peligros descritos en “1.6 Peligro de impacto”. (ver el punto 6.1 de este proyecto).
 - 5.10: No es objeto de este proyecto el estudio de las condiciones de avería, así como las maniobras de emergencia de la máquina.
 - 7.1.2.6: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual de instrucciones.
 - 7.1.2.8: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual del usuario donde se indiquen las instrucciones de montaje y desmontaje.
 - 7.1.2.11: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual del usuario donde se indiquen las inspecciones periódicas y el mantenimiento
- 11.8: Medios para carga/descarga de piezas de trabajo: No aplicable a esta norma.
- 11.9: Equipo y accesorios esenciales para un ajuste y/o mantenimiento seguro:
 - 7.1.2.6: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual de instrucciones.
 - 7.1.2.8: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual del usuario donde se indiquen las instrucciones de montaje y desmontaje.
 - 7.1.2.11: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual del usuario donde se indiquen las inspecciones periódicas y el mantenimiento

- 11.10: Equipo para captación/evacuación de gases: No aplicable a esta norma.

Peligros debidos a movilidad

12 Iluminación inadecuada de la zona de trabajo/movimiento.

No aplicable a esta norma.

13 Peligros debidos a movimientos inestables repentinos, etc. durante el manejo.

No aplicable a esta norma.

14 Diseño de la posición de operación inadecuado / no ergonómico.

No aplicable a esta norma.

15 Peligros mecánicos.

No aplicable a esta norma.

16 Peligros debidos a operaciones de elevación

- 16.1: Falta de estabilidad:
 - 5.2.5: No son objeto de este proyecto las siguientes combinaciones de carga: montaje/desmontaje, elevador fuera de servicio, condiciones de funcionamiento con errores de montaje que afecten a la verticalidad de la columna de mástiles, la maniobra de descenso de emergencia. Tampoco se consideran casos de inestabilidad puesto que los mástiles están arriostrados cada 6 metros en las condiciones normales de servicio.
 - 5.3: Explicado en los peligros descritos en “1.11 peligro de pérdida de estabilidad”. (ver el punto 6.1 de este proyecto).
 - 5.4.1: Explicado en los peligros descritos en “1.11 peligro de pérdida de estabilidad”. (ver el punto 6.1 de este proyecto).
 - 5.4.2: Explicado en los peligros descritos en “1.11 peligro de pérdida de estabilidad”. (ver el punto 6.1 de este proyecto).
 - 7.1.2.8: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual del usuario donde se indiquen las instrucciones de montaje y desmontaje.
- 16.2: Descarrilamiento de la caja:
 - 5.4.1: Explicado en los peligros descritos en “1.11 peligro de pérdida de estabilidad”. (ver el punto 6.1 de este proyecto).
 - 5.6.1 Explicado en los peligros descritos en “1.12 peligro de resbalamiento, pérdida de equilibrio y de caída de personas en relación con las máquinas (debido a su naturaleza mecánica)”. (ver el punto 6.1 de este proyecto).

- 5.9.7.2.2: No es objeto de este proyecto el estudio de las operaciones de montaje, desmontaje y mantenimiento de la máquina ni el estudio y diseño de las instalaciones y aparatos eléctricos.
- 16.3: Pérdida de resistencia mecánica de la maquinaria y accesorios de elevación:
 - 5.2: Explicado en los peligros descritos en “1.11 peligro de pérdida de estabilidad”. (ver el punto 6.1 de este proyecto).
 - 5.3: Explicado en los peligros descritos en “1.11 peligro de pérdida de estabilidad”. (ver el punto 6.1 de este proyecto).
 - 5.5.4: No son objeto de este proyecto los diseños de: cerramiento base, protecciones de hueco y las puertas de planta en cada punto de acceso.
 - 5.6.2: Explicado en los peligros descritos en “1.6 Peligro de impacto”. (ver el punto 6.1 de este proyecto).
 - 5.7: Equipo de accionamiento:
 - 5.7.1: El equipo de accionamiento de este proyecto cuenta con dos moto-reductores y cumple con todos los casos de carga formulados en la “tabla 7: casos de carga” dentro del apartado 5.2.4 de la norma (ver los análisis de elementos finitos que se han realizado en el punto 6.1 de este proyecto). El cálculo y selección de los moto-reductores ha sido realizado en el punto 5.5 de este proyecto. El moto-reductor se suministra por el fabricante con el piñón atornillado a la salida del eje de la reductora (ver apartado 5.6 de este proyecto). Durante el funcionamiento normal de la caja, el equipo de accionamiento solo sube o baja bajo fuerza motriz. La velocidad del elevador está controlada por un variador de frecuencia que no permite oscilaciones mayores del 15% de la velocidad nominal (ver apartado 5.5 de este proyecto)
 - 5.7.2: No son objeto de estudio de este proyecto el diseño de resguardos para componentes de la máquina ni sus distancias mínimas de seguridad.
 - 5.7.3: Los moto-reductores y el paracaídas son suministrados por el fabricante con los piñones atornillados a sus ejes de salida. El paracaídas está situado en la caja, por debajo de los moto-reductores que están situados en el grupo motor. Las dimensiones de la cremallera así como la continuidad del paso de la cremallera están explicadas en el apartado 5.1 de este proyecto. No es objeto de este proyecto el cálculo de resistencia, resistencia a fatiga y resistencia a las picaduras, según las normas ISO 6336-1, ISO 6336-2, ISO 6336-3 e ISO 6336-5, de las cremalleras de los mástiles y los piñones de los moto-reductores. Es considerado en este proyecto que los esfuerzos en cada piñón son el 50% del total. La definición del piñón se ha realizado en el apartado 5.4 de este proyecto. El engrane correcto de la cremallera y los piñones se consigue gracias a que la distancia de contacto entre los contrarodillos de la cremallera y ésta es de 1mm, cumpliéndose con los requisitos de la Figura 6.1.89.

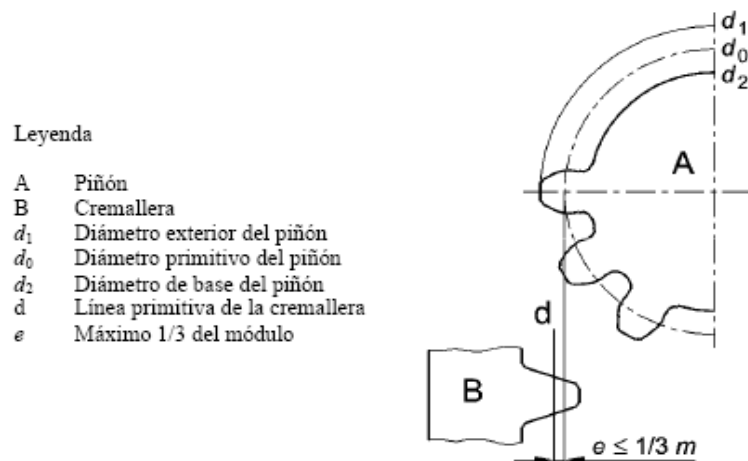


Figura 6.1.89 Engrane correcto del diente del piñón (Figura 8 de la norma)

Donde:

$$e = 1 \leq \frac{m}{3} \rightarrow e = 1 \leq 2.67 \text{ mm}$$

$$m = 8$$

El ancho de los piñones es mayor que el ancho de la cremallera, abarcando el 100% de ésta (ver Figura 5.6.7), tal y como requiere la norma según la Figura 6.1.90:

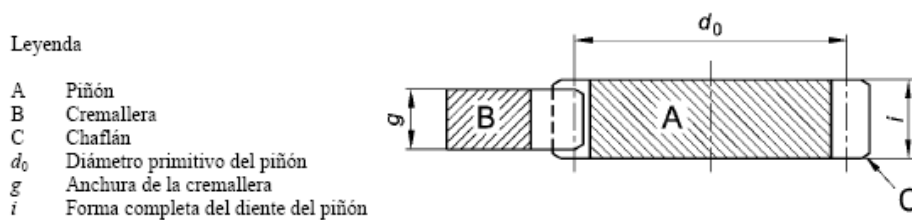


Figura 6.1.90 Figura 10 de la norma, engrane correcto del diente

Además, la distancia de contacto entre los rodillos superiores e inferiores del grupo motor y las caras de rodadura del mástil es de 1mm (ver Figura 5.6.7), cumpliéndose también las condiciones de engrane mínimo en caso de fallo de los contra-rodillos de la cremallera según se especifica en la norma Figura 6.1.91 y Figura 6.1.92.

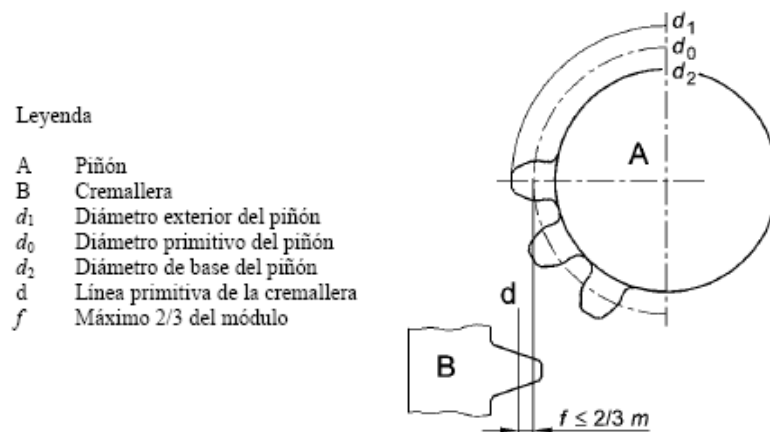


Figura 6.1.91 Engrane mínimo del diente del piñón (Figura 9 de la norma)

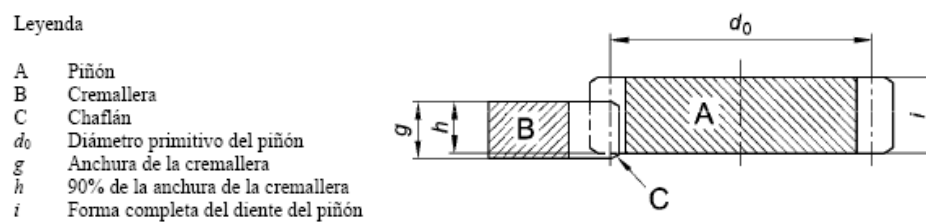


Figura 6.1.92 Engrane mínimo del diente (Figura 11 de la norma)

- 5.7.4: Sistema de frenado.
- 5.7.4.1: Explicado en los peligros descritos en “10.1 Fallo de la alimentación de energía”. (ver el punto 6.1 de este proyecto).
- 5.7.4.2: El freno del moto-reductor es electro-mecánico (ver el punto 5.5 de este proyecto)
- 5.7.4.3: No existen frenos de cinta en este elevador
- 5.7.4.4: El freno no es accionado a través de cintas ni cadenas. Actúa directamente en el rotor, disminuyendo la velocidad de giro del eje de salida de la reductora, donde se encuentra el piñón de ataque a la cremallera.
- 5.7.4.5: los frenos deben ser capaces por si mismos de detener la caja en dos casos diferentes:

1) 1.25 veces la carga nominal de la caja en bajada desde la velocidad nominal:

$$P_{TOTAL} = P_{MUERTOASCE NSOR} + (P_{CARGA} \cdot 1,25) = 1200 + (2000 \cdot 1,25) = 3700Kg$$

La velocidad nominal del piñón se ha calculado en el punto 5.5.2 de este proyecto y es: 37.8m/min (0.63m/s, 100.4rpm). Por lo tanto el par de frenado M necesario en este caso sería:

$$\left. \begin{array}{l} P = M \cdot \omega \\ P = F \cdot v \end{array} \right\} \rightarrow F \cdot v = M \cdot \omega$$

$$M = \frac{F \cdot v}{\omega} = \frac{m[kg] \cdot g[m/s^2] \cdot v[m/s]}{\frac{n[rpm] \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{3700 \cdot 9,81 \cdot 0,63}{\frac{100,4 \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = 2175 N.m$$

Se cumple que el freno de uno solo de los moto-reductores sería capaz de detener el elevador, puesto que el par máximo de frenada del freno escogido es 2500N.m (ver apartado 5.5.2 de este proyecto).

2) La carga nominal de la caja desde la velocidad de actuación del paracaídas:

$$P_{TOTAL} = P_{MUERTOASCENSOR} + P_{CARGA} = 1200 + 2000 = 3200 Kg$$

La velocidad de actuación del paracaídas en este proyecto se ha fijado en 0.83m/s (apartado de la norma 5.6.2, explicado en los peligros descritos en “1.6 Peligro de impacto”)

$$n[rpm] = \frac{v_{lineal} [m/min]}{\pi \cdot D_{primitivo} [m]} = \frac{0,83 \cdot 60}{\pi \cdot 0,12} = 132[rpm]$$

El par de frenado M necesario sería:

$$\left. \begin{array}{l} P = M \cdot \omega \\ P = F \cdot v \end{array} \right\} \rightarrow F \cdot v = M \cdot \omega$$

$$M = \frac{F \cdot v}{\omega} = \frac{m[kg] \cdot g[m/s^2] \cdot v[m/s]}{\frac{n[rpm] \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{3200 \cdot 9,81 \cdot 0,83}{\frac{132 \cdot \pi \cdot 2 \cdot}{60}} = 1885 N.m$$

Se cumple que el freno de uno solo de los moto-reductores sería capaz de detener el elevador, puesto que el par máximo de frenada del freno escogido es 2500N.m (ver apartado 5.5.2 de este proyecto).

- 5.7.4.6 y 5.7.4.7: El fabricante de moto-reductores garantiza el correcto funcionamiento de los muelles de compresión del freno de acuerdo a las indicaciones de la norma
- 5.7.4.8: Explicado en el punto 5.7.4.1

- 5.7.4.9: No es objeto de este proyecto el diseño de los componentes eléctricos/electrónicos.
 - 5.7.4.10: El fabricante de moto-reductores garantiza medios de ajuste para tener en cuenta el desgaste de las superficies de fricción del freno.
 - 5.7.4.11: No es objeto de este proyecto el diseño de los componentes eléctricos/electrónicos.
 - 5.7.4.12: Los moto-reductores elegidos poseen una palanca manual de liberación del freno (ver Figura 5.5.12 Componentes principales de un motor eléctrico).
 - 5.7.5: Este elevador no posee contrapesos.
 - 7.1.2.11: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual del usuario donde se indiquen las inspecciones periódicas y el mantenimiento
 - 16.4: Peligros causados por movimientos incontrolados:
 - 5.5.3: No es objeto de este proyecto el diseño de las puertas de acceso a planta.
 - 5.6.2: Explicado en los peligros descritos en “1.6 Peligro de impacto”. (ver el punto 6.1 de este proyecto)
 - 5.10: No es objeto de este proyecto el estudio de las condiciones de avería, así como las maniobras de emergencia de la máquina.
 - 7.1.2.9: No es objeto de este proyecto el desarrollo de un manual de uso y mantenimiento de la máquina.
 - 16.5: Peligros causados por movimientos de la caja:
 - 5.5: No son objeto de este proyecto los diseños de: cerramiento base, protecciones de hueco y las puertas de planta en cada punto de acceso.
 - 5.6.1 Explicado en los peligros descritos en “1.12 peligro de resbalamiento, pérdida de equilibrio y de caída de personas en relación con las máquinas (debido a su naturaleza mecánica)”. (ver el punto 6.1 de este proyecto).
 - 5.10.3: No es objeto de este proyecto definir el diseño del dispositivo manual de bajada de emergencia para personas atrapadas en la caja
 - 16.6: Peligros causados por la caída de objetos sobre la caja:
 - 5.6.1.4: Explicado en los peligros descritos en “1.11 peligro de pérdida de estabilidad”. (ver el punto 6.1 de este proyecto).
- 17 Vista inadecuada de las trayectorias de las piezas móviles:**
- 5.5: No son objeto de este proyecto los diseños de: cerramiento base, protecciones de hueco y las puertas de planta en cada punto de acceso.

- 5.6.1: Explicado en los peligros descritos en “1.12 peligro de resbalamiento, pérdida de equilibrio y de caída de personas en relación con las máquinas (debido a su naturaleza mecánica)” (ver el punto 6.1 de este proyecto).
- 7.1.2.9: No es objeto de este proyecto el desarrollo de un manual de uso y mantenimiento de la máquina.

18 Peligros causados por los rayos.

No aplicable a esta norma.

19 Peligros causados por la carga/sobrecarga

- 5.2: Explicado en los peligros descritos en “1.11 peligro de pérdida de estabilidad” (ver el punto 6.1 de este proyecto).
- 5.6: Caja
 - 5.6.1: Explicado en los peligros descritos en “1.12 peligro de resbalamiento, pérdida de equilibrio y de caída de personas en relación con las máquinas (debido a su naturaleza mecánica)” (ver el punto 6.1 de este proyecto).
 - 5.6.2: Explicado en los peligros descritos en “1.6 Peligro de impacto”. (ver el punto 6.1 de este proyecto)
 - 5.6.3: Explicado en los peligros descritos en “1.11 peligro de pérdida de estabilidad” (ver el punto 6.1 de este proyecto).
- 7.1.2.9: No es objeto de este proyecto el desarrollo de un manual de uso y mantenimiento de la máquina.

Peligros para personas elevadas por el montacargas.

20 Sobrecarga o exceso de personas en la caja:

- 5.6: Explicado en los peligros descritos en “19 Peligros causados por la carga/sobrecarga” (ver el punto 6.1 de este proyecto).
- 5.7.3: Explicado en los peligros descritos en “16.3 Pérdida de resistencia mecánica de la maquinaria y accesorios de elevación” (ver el punto 6.1 de este proyecto).
- 7.1.2.9: No es objeto de este proyecto el desarrollo de un manual de uso y mantenimiento de la máquina.

21 Movimiento inesperado de la caja respondiendo a controles externos u otros movimientos de la máquina:

- 5.7.4.1: Explicado en los peligros descritos en “10.1 Fallo de la alimentación de energía” (ver el punto 6.1 de este proyecto).
- 5.9.7.1.2: No es objeto de este proyecto el estudio y diseño de las instalaciones y aparatos eléctricos.
- 5.9.7.2.3: No es objeto de este proyecto el estudio de las operaciones de montaje, desmontaje y mantenimiento de la máquina ni el estudio y diseño de las instalaciones y aparatos eléctricos.

- 5.10.4: No es objeto de este proyecto el estudio de las condiciones de avería, así como las maniobras de emergencia de la máquina.

22 Exceso de velocidad

- 5.4.3: Explicado en los peligros descritos en “1.6 peligro de impacto (ver el punto 6.1 de este proyecto).
- 5.6.2: Explicado en los peligros descritos en “1.6 peligro de impacto (ver el punto 6.1 de este proyecto).
- 5.7.4.5: Explicado en los peligros descritos en “16.3 pérdida de resistencia mecánica de la maquinaria y accesorios de elevación” (ver el punto 6.1 de este proyecto).

23 Caída de personas de la caja

- 5.6.1: Explicado en los peligros descritos en “1.12 peligro de resbalamiento, pérdida de equilibrio y de caída de personas en relación con las máquinas (debido a su naturaleza mecánica)” (ver el punto 6.1 de este proyecto).

24 Caída o vuelco de la caja

- 5.4.1: Explicado en los peligros descritos en “1.11 peligro de pérdida de estabilidad” (ver el punto 6.1 de este proyecto).
- 5.6.2: Explicado en los peligros descritos en “1.6 peligro de impacto (ver el punto 6.1 de este proyecto).
- 5.7: Explicado en los peligros descritos en “16.3 pérdida de resistencia mecánica de la maquinaria y accesorios de elevación” (ver el punto 6.1 de este proyecto).
- 5.9.7.2.2: Explicado en los peligros descritos en “16.2 descarrilamiento de la caja” (ver el punto 6.1 de este proyecto).

25 Exceso de aceleración o frenado de la caja

- 5.4.3: Explicado en los peligros descritos en “1.6 peligro de impacto (ver el punto 6.1 de este proyecto).
- 5.6.2: Explicado en los peligros descritos en “1.6 peligro de impacto (ver el punto 6.1 de este proyecto).
- 5.7.4.5: Explicado en los peligros descritos en “22 exceso de velocidad” (ver el punto 6.1 de este proyecto).
- 7.1.2.11: No es objeto de este proyecto desarrollar un manual del usuario donde se indiquen las inspecciones periódicas y el mantenimiento

26 Debidos a marcados imprecisos

- 7.3: No es objeto de este proyecto el desarrollo de marcados de elementos de control.

27 Peligros por la presencia de personas en o sobre la caja



- 5.6: Explicado en los peligros descritos en “19 Peligros causados por la carga/sobrecarga” (ver el punto 6.1 de este proyecto).
- 5.4.3: Explicado en los peligros descritos en “1.6 peligro de impacto (ver el punto 6.1 de este proyecto).
- 5.10: No es objeto de este proyecto el estudio de las condiciones de avería, así como las maniobras de emergencia de la máquina.

28 Controles en la planta

- 5.9.7.1: No es objeto de este proyecto el estudio y diseño de las instalaciones y aparatos eléctricos ni de los modos de control

29 Acceso a la caja

- 5.5: No son objeto de este proyecto los diseños de: cerramiento base, protecciones de hueco y las puertas de planta en cada punto de acceso.

CAPÍTULO VII

CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.

7.1. CONCLUSIONES.

Llegados al final del presente proyecto fin de carrera se puede afirmar que se ha cumplido a plena satisfacción el objetivo principal del mismo, es decir, ***se ha diseñado un elevador de obra accionado mediante un sistema piñón-cremallera***, particularizado para una capacidad de carga máxima de 2000 kg, una velocidad de desplazamiento máxima aproximada de 36 m/min y una altura de instalación máxima de hasta 200 m.

Para alcanzar el objetivo principal se ha planteado una ***metodología original de diseño y análisis*** que ha permitido llegar a buen fin el proyecto de prototipo de elevador y la comprobación de su adecuación a Norma.

Se propone un ***diseño original de prototipo de elevador de obra***, que ha resultado exitoso, con los siguientes componentes:

- **Mástiles**: la correcta elección de la geometría (cuadrada) así como de las dimensiones generales y de la cremallera han garantizado el paso y la continuidad en el engrane entre mástiles, evitado también discontinuidades en sus caras de rodadura. Por otro lado, el método de ensamblaje escogido entre ellos es simple y eficaz, consiguiendo junto todo lo mencionado anteriormente que los mástiles sean elementos modulares que se pueden ensamblar entre sí hasta alcanzar la altura de instalación deseada.
- **Arriostres**: el diseño propuesto realiza las funciones de mantenimiento de la verticalidad de la columna de mástiles. Además la fijación a la fachada y a los mástiles es un sistema sencillo y fiable.
- **Base**: el prototipo creado ha cumplido sus funciones de soporte de la columna de mástiles, garantizando una correcta y simple unión con el primer mástil y con el suelo
- **Grupo motor**: el diseño realizado cumple con el requisito de ser el sistema motriz del elevador, garantizando el correcto acople de los motorreductores así como el engrane constante de los piñones con la cremallera gracias a los rodillos y contra-rodillos. Por otro lado el sistema elegido para el acople entre grupo motor y caja sirve además como dispositivo de seguridad a la sobrecarga.

El modelo de moto-reductor elegido en su uso conjunto con el variador de frecuencia permite elevar la carga máxima requerida a una velocidad ligeramente mayor de la detallada inicialmente (37,8 m/min).

La alimentación del motor trifásico asíncrono de jaula de ardilla a 400 V estrella gracias al variador de frecuencia ha permitido usar una talla de motor menor, puesto que la potencia nominal del mismo se aumenta por $\sqrt{3}$.

La reductora de ejes paralelos escogida soporta valores necesarios de fuerza radial en su eje, y de par con un factor de servicio de 2,4. Los moto-reductores se definen como autofrenantes, siendo su estado normal estar completamente frenados hasta que se da la orden de movimiento.

- Caja: las dimensiones interiores libres propuestas (1.5m ancho x 2.1m alto x 3m largo) permiten transportar cargas de gran volumen. Gracias al sistema de rodillos en su parte inferior así como al sistema de seguridad anti-descarrilamiento en su parte superior se garantiza que la caja siempre vaya guiada por el mástil. El paracaídas alojado en el interior de la caja protege a la misma de accidentes por caída libre.

Otro de las principales aportaciones de este proyecto son los **sistemas de seguridad definidos para este elevador** que evitan los principales peligros que entraña el funcionamiento de esta maquinaria. El correcto dimensionado de los topes amortiguadores, paracaídas y rodamientos de acuerdo a las indicaciones y cargas establecidas en la norma, ha garantizado que el elevador es más seguro.

Los sistemas de seguridad están definidos en la norma y, como tal, son de obligado cumplimiento:

- Peligros de aplastamiento o caídas de personas: quedarían cubiertos con el uso del recinto base de seguridad, barandillas en todo el perímetro del techo y con micros de bloqueo electro-mecánico para las puertas de embarco/desembarco de la cesta
- Peligros de descarrilamiento por el extremo superior de la columna de mástiles: se evitarían con el uso de micros final de carrera superior y de emergencia, y con inductivos de detección de mástil.
- Peligros de impacto de partes móviles del elevador durante el movimiento del mismo: con el uso de micros se garantiza que las trampillas de montaje de mástiles/arriostres y de acceso al techo de la caja están cerradas/plegadas cuando el elevador se pone en marcha.
- Peligros de pequeños impactos contra el suelo: se evitarían utilizando micros de final de carrera inferior y de emergencia. En el caso de producirse, quedarían cubiertos con la instalación de topes amortiguadores en la base.
- Peligros de grandes impactos contra el suelo: se evitarían con el uso del paracaídas.

Integrando el diseño virtual del elevador y los principales sistemas de seguridad definidos, **se ha justificado satisfactoriamente que los modelos del prototipo final propuesto cumple los requisitos de la norma UNE EN-12159 Marzo 2013** que define las especificaciones que deben cumplir los elevadores de obra.

El prototipo de elevador virtual propuesto ha sido verificado con el software de elementos finitos ALGOR y se ha comprobado que los modelos finales propuestos soportan las condiciones de carga en servicio impuestas por la norma, habiéndose **superado claramente en todos los casos los requerimientos de coeficientes mínimos de seguridad** en el límite elástico.

En la Tabla 7.1.1 Resumen de casos de carga vs coeficientes de seguridad en el límite elástico se muestra un resumen de todos los casos:

Caso de carga.	Componente.	Coeficiente de seguridad en el límite elástico de los modelos virtuales.	Coeficiente de seguridad mínimo requerido según la norma.
Ia	Primer mástil	n = 2,6	n = 1,5
	Tornillo en primer mástil	n = 5,1	
	Dientes de la cremallera	n = 7,4	
	Base	n = 5,1	
	Arriostre	n = 7,1	
Ib	Caja	n = 5,4	n = 1,5
IIa	Primer mástil	n = 3,3	n = 1,5
	Tornillo en primer mástil	n = 6,7	
	Dientes de la cremallera	n = 7,4	
	Base	n = 7,1	
	Arriostre	n = 11,8	
IIb	Caja	n = 7,9	n = 1,5
IIIa	Primer Mástil	n = 2,7	n = 1,25
	Tornillo en primer mástil	n = 5,6	
	Dientes de la cremallera	n = 9,25	
	Base	n = 5,5	
	Arriostre	n = 8,9	
IIIb	Caja	n = 6,4	n = 1,5
IVa	Primer Mástil	n = 2,1	n = 1,25
	Tornillo en primer mástil	n = 4,1	
	Dientes de la cremallera	n = 4,4	
	Base	n = 4,2	
	Arriostre	n = 4,2	
	Grupo motor y bulón de carga	n = 2,6 y n = 3.1	
IVb	Caja	n = 3	n = 1,25
Va-1	Caja	n = 13	n = 1,33
Va-2	Caja	n = 17,8	n = 1,33

Tabla 7.1.1 Resumen de casos de carga vs coeficientes de seguridad en el límite elástico

Finalmente, a tenor de los resultados obtenidos en este proyecto, se puede concluir que **tanto el prototipo de elevador propuesto como la metodología escogida para la realización del proyecto han sido adecuados y han garantizado unos resultados satisfactorios, contrastados con la norma, pudiendo visar el presente proyecto** en el Ministerio de Industria.

7.2. TRABAJOS FUTUROS.

El diseño completo de un elevador de obra accionado mediante un sistema piñón-cremallera es un proyecto de grandes dimensiones que abarca diferentes campos de la ingeniería. Por lo tanto algunos trabajos futuros para terminar por completo el diseño de este elevador serían:

- Estudio del resto de componentes mecánicos del elevador: puertas de planta, puertas de la caja, barandillas, trampillas de embarco/desembarco, trampilla de montaje de los arriostres, cerramiento base, revestimiento de la caja...
- Estudio de componentes eléctricos/electrónicos necesarios.
- Estudio de la programación del PLC y del variador de frecuencia.
- Estudio de las cargas que tiene que soportar el elevador según la norma en condiciones que no son las de servicio, como por ejemplo: montaje, desmontaje, fuera de servicio, errores de montaje que afecten a la verticalidad de la columna de mástiles, inestabilidad de la estructura porque los mástiles no están arriostros cada 6m, y la maniobra de descenso de emergencia.
- Cálculos FEA con ordenadores más potentes, tanto para los casos de carga descritos en este proyecto en las condiciones de servicio como para los casos de carga mencionados en el punto anterior.
- Implementación de todo el elevador y desarrollo de planos de fabricación para el primer prototipo
- Implementación de ensayos reales para contrastar datos con las simulaciones FEA.
- Redacción de manuales de usuario y de instrucciones de montaje y desmontaje

CAPÍTULO VIII

PRESUPUESTO.

8.1. INTRODUCCIÓN:

En este capítulo se aborda el análisis de los costes que se han generado durante la realización de este proyecto. Para ello se han tenido en cuenta los tiempos de realización de cada hito, los costes de personal, la amortización de los equipos informáticos y de las licencias de software y otros costes derivados del desarrollo del propio proyecto. Finalmente, a la suma de todos los costes mencionados se ha añadido el IVA para determinar el valor final del presupuesto.

8.2. CÁLCULO DE LOS COSTES Y VALOR FINAL DEL PRESUPUESTO.

- Costes de personal (Tabla 8.2.1): La duración del presente proyecto ha sido de 8 semanas completas no consecutivas durante un periodo de 6 meses. Para cada semana completa, se ha estipulado que el ingeniero principal (David Merino Álvarez) ha trabajado 40 horas a dedicación completa, habiendo sido necesario por lo tanto un total de 320 horas para finalizarlo. El salario del ingeniero ha sido fijado en una doble tarifa de 30 €/hora y 50 €/hora, dependiendo de la complejidad de cada hito realizado. A continuación se muestra el desglose del total de horas empleadas en el proyecto, así como el coste aplicado a cada una de ellas:

CONCEPTO	HORAS	COSTE/HORA [€]	TOTAL
ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE LA NORMA	20	30	600,00 €
DISEÑO MECÁNICO	100	50	5.000,00 €
ANÁLISIS Y CÁLCULOS	140	50	7.000,00 €
ELABORACIÓN DE LA MEMORIA	50	30	1.500,00 €
ELABORACIÓN DE LOS PLANOS	10	30	300,00 €
			14.400,00 €

Tabla 8.2.1 Costes de personal

- Costes de equipos informáticos y licencias de software (Tabla 8.2.2): La amortización de los equipos informáticos se ha realizado a 24 meses. La amortización de las licencias de los softwares empleados se ha realizado a 12 meses. A su vez, para cada uno de los conceptos se ha aplicado el porcentaje de dedicación a este proyecto, quedando el desglose de los costes imputables al mismo como se muestra a continuación:

CONCEPTO	COSTE [€]	MESES DE USO	PORCENTAJE DEDICADO AL PROYECTO	COSTE IMPUTABLE AL PROYECTO
ORDENADOR DE SOBREMESA	1800	6	0,5	225,00 €
ORDENADOR PORTÁTIL	1500	6	0,5	187,50 €
LICENCIA DE CATIA V5R17	24.000	3	0,25	1.500,00 €
LICENCIA DE ALGOR V18	7.000	4	0,3	700,00 €
LICENCIA DE OFFICE 2013	200	6	0,30	30,00 €
IMPRESORA ESCANER MULTIFUNCIÓN	100	6	0,5	12,50 €
				2.655,00 €

Tabla 8.2.2 Costes de equipos informáticos y licencias de software

- Otros costes (Tabla 8.2.3): A continuación se expone una relación de costes varios:

CONCEPTO	TOTAL
NORMA	70,00 €
TRANSPORTE Y DIETAS	150,00 €
GASTOS DE TELEFONÍA E INTERNET	100,00 €
	320,00 €

Tabla 8.2.3 Otros costes

- Costes totales y valor final del presupuesto (Tabla 8.2.4): En la siguiente tabla se expone el resumen de los costes totales aplicables a este proyecto así como el valor final del presupuesto, que ha sido de 21.023,75 €

CONCEPTO	TOTAL
COSTES DE PERSONAL	14.400,00 €
COSTES EQUIPOS INFORMÁTICOS Y LICENCIAS SOFTWARE	2.655,00 €
OTROS COSTES	320,00 €
COSTES TOTALES	17.375,00 €
IMPUESTOS (21 %)	3648,75 €
	21.023,75 €
	TOTAL

Tabla 8.2.4 Costes totales y valor final del presupuesto

CAPÍTULO IX

BIBLIOGRAFÍA.

- [1] Norma UNE-EN 12159 Marzo 2013 “Elevadores de obras de construcción para pasajeros y carga con caja guiada verticalmente”
- [2] Shigley’s Mechanical Engineering Design. Ninth edition in SI units. Editorial: Mc Graw Hill. Autores: Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett.
- [3] Resistencia de Materiales. 3era Edición. Editorial: Mc Graw Hill. Autor: Luis Ortiz Berrocal
- [4] Máquinas: Prontuario. Técnicas, máquinas, herramientas. Editorial: Paraninfo S.A. Autor: N. Larburu.
- [5] El gran libro de Catia V5, Edición 2. Editorial: Marcombo ediciones. Autor: Eduardo Torrecilla Insagurbe.
- [6] A first Course in the finite element method using Algor. Second Edition. Editorial: Cencage Learning. Autor: Daryl L. Logan
- [7] Norma “UNE-EN 10027-1:2006 Sistema de designación de aceros. Parte 1: Designación simbólica.”
- [8] Documentación perfiles estructurales huecos (último acceso 15-06-2015):
http://www.constructalia.com/espanol/productos/estructuras/tubos/tubo_estructural_rectangular_cuadrado_y_redondo#.VZuwwcLoTop
- [9] Guía de tipos aceros de construcción (último acceso 19-07-2015):
http://www.thyssen-iberica.es/htm/pdf_aconstruccion.pdf
- [10] Asociación Técnica Española de Galvanización (último acceso 03-03-2015):
<http://www.ateg.es/home.aspx>
- [11] Fabricante internacional de elevadores de obra accionados mediante sistemas piñón-cremallera (último acceso 01-02-2015):
<http://alimakhek.com/es>
- [12] Guía para elección de moto-reductores (último acceso 22-06-2015):
https://www5.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_IE2_ES_0713.pdf

- [13] Fabricante internacional de moto-reductores (último acceso 22-06-2015):
https://www5.nord.com/cms/es/product_catalogue/geared_motors/geared-motors.jsp
- [14] Guía elección de paracaídas (último acceso 12-06-2015):
<http://www.eide.net/productos/frenos-seguridad/freno-de-seguridad-paracaidas-FPC.html>
- [15] Guía elección topes amortiguadores (último acceso 28-06-2015):
<http://www.tejasa.es/productos/suspensiones-elasticas/topes>
- [16] Guía elección rodamientos (último acceso 03-07-2015):
<http://www.recambiosfrain.com/uploads/catalog/documents/fag.pdf>
- [17] Documentación sobre el engrase de rodamientos (último acceso 03-07-2015):
<http://mountingmanager.schaeffler.com/library/library.pdf.wl81.116.e.pdf>
- [18] Guía elección de células de carga (último acceso 28-05-2015):
<http://www.dinacell.com/catalogos/Catalogo-Celulas-Carga--Load-Cells-Catalogue-2010.pdf>
- [19] Guías de elección dispositivos de seguridad: conmutador de proximidad inductivo (último acceso 28-05-2015):
<http://www.schmersal.net/cat?lang=es&produkt=xsb732912uzesb0sjbs41624vt9ez1>
- [20] Guías de elección dispositivos de seguridad: interruptores de posición final de carrera (último acceso 28-05-2015):
<http://www.tesensors.com/es/es/product/limit-switches/xc-standard/>

ANEXOS.

INTRODUCCIÓN.

En los anexos de este proyecto se ha incluido información útil de carácter multidisciplinar para cumplimentar toda la información sobre el elevador diseñado. Se han creado un total de tres anexos con el siguiente contenido:

- Anexo I: Recopilación de las principales normas para la clasificación de los aceros.
- Anexo II: Hoja de especificaciones técnicas del rodamiento seleccionado.
- Anexo III: Planos con las dimensiones generales de los principales componentes del elevador.

ANEXO I: CLASIFICACIÓN DE LOS ACEROS.

En la Tabla Anexa A se detalla la designación simbólica de los aceros según la norma UNE-EN 10027-1:2006 Sistema de designación de aceros. Parte 1: Designación simbólica.

Todos los aceros usados en este proyecto son aceros para la construcción. Los principales tipos que se han utilizado quedarían definidos por las siguientes normas europeas en base a su proceso de fabricación:

- Productos de acero laminados en caliente, están definidos en la norma UNE-EN 10025-2:2006 Productos laminados en caliente de aceros para estructuras. Parte 2: Condiciones técnicas de suministro de los aceros estructurales no aleados.
- Productos de acero templado, están definidos en la norma UNE-EN 10083-1:2008 Aceros para temple y revenido. Parte 1: Condiciones técnicas generales de suministro.
- Productos de acero cementado, están definidos en la norma UNE-EN 10084:2010 Aceros para cementar. Condiciones técnicas de suministro.
- Productos huecos para la construcción acabados en caliente, están definidos en la norma UNE-EN 10210-2:2007 Perfiles huecos para construcción, acabados en caliente, de acero no aleado y de grano fino. Parte 2: Tolerancias, dimensiones y propiedades de sección.
- Productos huecos para la construcción conformados en frío, están definidos en la norma UNE-EN 10219-2:2007 Perfiles huecos para construcción soldados, conformados en frío de acero no aleado y de grano fino. Parte 2: Tolerancias, dimensiones y propiedades de sección.

S	355	XXX
		Simbolos adicionales (ver cuadro adjunto)
		valor mínimo garantizado del límite elástico en MPa
		símbolo S, del acero

Los símbolos adicionales se dividen en grupo 1 y grupo 2. Si los símbolos del grupo 1 son insuficientes para describir completamente el acero, se pueden añadir símbolos adicionales del grupo 2. Los símbolos del grupo 2 sólo deben utilizarse conjuntamente con los del grupo 1 y colocarse detrás de ellos.

Símbolos adicionales para los aceros de construcción

Símbolos adicionales para los aceros de construcción				
GRUPO 1				GRUPO 2
Características de flexión por choque en Julios (J)			Temperatura de ensayo	
27J	40J	60J	°C	C= Conformado especial en frío
JR	KR	LR	20	D= Galvanización en caliente
J0	K0	L0	0	E= Esmaltado
J2	K2	L2	-20	F= Forjado
J3	K3	L3	-30	H= Perfil hueco
J4	K4	L4	-40	L= Baja temperatura
J5	K5	L5	-50	M= Laminación termomecánica
J6	K6	L6	-60	N= Normalizado o laminado de normalización
A= Endurecimiento por precipitación				P= Tablestacas
M= Laminación termomecánica				Q= Templado y revenido
N= Normalizado o laminado de normalización				S= Construcción naval
Q= Templado y revenido				T= Tubos
G= Otras características				W= Resistentes a la corrosión atmosférica
Nota: los símbolos A, M, N y Q se aplican a los aceros de grano fino				

El uso de los distintos grados del acero es el siguiente:

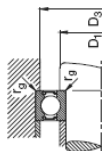
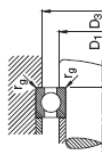
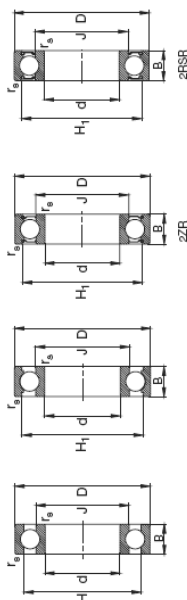
- Grado JR: aplicación en construcción ordinaria
- Grado J0: aplicación en construcción con altas exigencias de soldabilidad
- Grado J2: aplicación en construcción con especiales exigencias de resistencia, resiliencia y soldabilidad

Tabla Anexa A Designación simbólica de los aceros.
Norma UNE-EN 10027-1:2006

ANEXO II: HOJA DE ESPECIFICACIONES DEL RODAMIENTO ESCOGIDO.



Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera



Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida ilimitada, si $C_0/P_0 \geq 8$, ver Pág.41.

Eje	Dimensiones				Peso			Capacidad de carga		Velocidad límite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares		
	d	D	B	r _s min	H	H ₁	J	kg	d _{yn} , C				stat. C ₀	kN	D ₁ min
	mm				~	~	~			mm ⁻¹		mm	mm		
20	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,105	12,7	6,55	18000	18000	25,6	41,4	1
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,105	12,7	6,55	18000	18000	25,6	41,4	1
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,109	12,7	6,55	15000	18000	25,6	41,4	1
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,109	12,7	6,55	10000	18000	25,6	41,4	1
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,109	12,7	6,55	10000	18000	25,6	41,4	1
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,109	12,7	6,55	10000	18000	25,6	41,4	1
	20	47	18	1	38,4	41	28,8	0,139	12,7	6,55	10000	18000	25,6	41,4	1
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,151	16	7,8	9500	18000	27	45	1
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,155	16	7,8	9500	18000	27	45	1
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,155	16	7,8	9500	18000	27	45	1
	20	52	21	1,1	42,1	44,4	30,3	0,209	16	7,8	9500	18000	27	45	1
	20	72	19	1,1	55		37	0,415	30,5	15	28000	15000	29	63	1
25	25	47	8	0,3	39,7	41,1	32,2	0,055	7,2	4,85	18000	14000	27	45	0,3
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,083	10	5,85	15000	17000	28,2	43,8	0,6
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,083	10	5,85	15000	17000	28,2	43,8	0,6
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,083	10	5,85	15000	17000	28,2	43,8	0,6
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,083	10	5,85	15000	17000	28,2	43,8	0,6
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,083	10	5,85	15000	17000	28,2	43,8	0,6
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,128	14	7,8	17000	17000	30,6	48,4	1
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,128	14	7,8	17000	17000	30,6	48,4	1
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,132	14	7,8	17000	17000	30,6	48,4	1
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,132	14	7,8	17000	17000	30,6	48,4	1
	25	52	15	1	43,6	45,4	33,5	0,132	14	7,8	17000	17000	30,6	48,4	1
	25	52	18	1	43,6	45,4	33,5	0,159	14	7,8	9000	9000	30,6	48,4	1
30	25	62	17	1,1	50,2	52,5	38,4	0,234	22,4	11,4	28000	15000	32	55	1
	25	62	17	1,1	50,2	52,5	38,4	0,237	22,4	11,4	28000	15000	32	55	1
	25	62	17	1,1	50,2	52,5	38,4	0,237	22,4	11,4	28000	15000	32	55	1
	25	62	17	1,1	50,2	52,5	38,4	0,237	22,4	11,4	28000	15000	32	55	1
	25	62	17	1,1	50,2	52,5	38,4	0,237	22,4	11,4	28000	15000	32	55	1
	25	62	17	1,1	50,2	52,5	38,4	0,237	22,4	11,4	28000	15000	32	55	1
	25	62	17	1,1	50,2	52,5	38,4	0,237	22,4	11,4	28000	15000	32	55	1
	25	62	17	1,1	50,2	52,5	38,4	0,237	22,4	11,4	28000	15000	32	55	1
	25	62	24	1,1	50,2	52,5	38,4	0,272	22,4	11,4	7500	7500	32	55	1
	25	80	21	1,5	63,1		45,4	0,56	36	18,3	22000	14000	36	69	1,5
	30	55	9	0,3	47,5	48,8	37,7	0,082	11,2	7,35	19000	12000	32	53	0,3
	30	55	13	1	47,2	48,2	38,3	0,122	12,7	8	32000	15000	34,6	50,4	1
30	55	13	1	47,2	48,2	38,3	0,122	12,7	8	32000	15000	34,6	50,4	1	
30	55	13	1	47,2	48,2	38,3	0,122	12,7	8	32000	15000	34,6	50,4	1	
30	55	13	1	47,2	48,2	38,3	0,125	12,7	8	8500	15000	34,6	50,4	1	

El bajo demanda también son suministrables otras ejecuciones; no duden en contactarnos.

ANEXO III: PLANOS

